



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

PROYECTO FIN DE CARRERA

RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR.

Autor: Carlos Fernández Fernández

Tutor: Amancio Moreno Rodríguez

Leganés, noviembre de 2011



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR



ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	9
1.1. ENERGÍA SOLAR TÉRMICA.....	12
1.2. MOTIVACIÓN.....	14
1.3. OBJETIVOS DEL PROYECTO	14
1.4. ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO	15
2. FUNDAMENTOS PARA PROYECTOS DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA.....	16
2.1. TIPOLOGÍA DE SISTEMAS.....	16
2.2. TECNOLOGÍA SOLAR DISPONIBLE	19
2.2.1. PARTES DE UN CAPTADOR Y TIPOS.....	19
2.2.2. PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO	23
2.2.3. VALORES CARACTERÍSTICOS DE LOS CAPTADORES	25
2.2.3.1. Curvas de rendimiento	25
2.2.3.2. Pérdidas energéticas en el captador.....	30
2.2.3.3. Otros valores característicos del captador	31
2.2.3.3.1. Capacidad térmica.....	31
2.2.3.3.2. Pérdida de carga del captador	31
2.2.3.3.3. Temperatura de estancamiento	32
2.2.4. CONEXIONADO DE CAPTADORES	32
2.2.4.1. Conexionado en paralelo.....	32
2.2.4.2. Conexionado en serie	33
2.2.4.3. Combinación serie-paralelo.....	34
2.2.5. CRITERIOS DE SELECCIÓN	35
2.3. SUBSISTEMA DE ACUMULACIÓN	36
2.4. SUBSISTEMA DE TERMOTRANSFERENCIA.....	38
2.4.1. INTERCAMBIADOR.....	39
2.4.2. TUBERÍAS.....	40
2.4.3. FLUIDO CALOPORTADOR	41
2.4.4. BOMBAS CIRCULATORIAS	41
2.4.5. VASO DE EXPANSIÓN	42
2.5. SUBSISTEMA DE REGULACIÓN Y CONTROL.....	43
2.6. SUBSISTEMA DE ENERGÍA AUXILIAR.....	45
2.7. OTROS ELEMENTOS.....	46
2.7.1. VÁLVULAS.....	46
2.7.2. AISLAMIENTOS.....	47
2.8. SISTEMAS SOLARES PARA ACS	47
2.8.1. CONDICIONES DE DISEÑO	47
2.8.2. CRITERIOS DE SELECCIÓN	48



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

2.9. PROCEDIMIENTO DE VALIDACIÓN DEL PROYECTO.....	50
3. MEMORIA	51
3.1. DATOS GENERALES.....	51
3.1.1. DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO	51
3.1.2. LEGISLACIÓN VIGENTE PARA ENERGÍA SOLAR	52
3.2. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA.....	53
3.2.1. FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA SOLAR.....	53
3.3. DEMANDA DE ENERGÍA TÉRMICA	54
3.3.1. TEMPERATURA DE USO	54
3.3.2. TEMPERATURA DE ENTRADA DE AGUA FRÍA	55
3.3.3. CÁLCULO DE LA DEMANDA DE ACS	55
3.3.4. CÁLCULO DE LA DEMANDA DE ENERGÉTICA	57
3.4. ENERGÍA PROCEDENTE DEL SOL.....	58
3.4.1. RADIACIÓN SOLAR MEDIA.....	59
3.4.2. RADIACIÓN SOLAR SOBRE SUPERFICIE INCLINADA	59
3.5. ESTUDIO TÉCNICO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN SOLAR	60
3.5.1. SUBSISTEMA DE CAPTACIÓN	60
3.5.1.1 Especificaciones técnicas del modelo de captador a utilizar.....	60
3.5.1.2 Cálculo de la energía solar captada	61
3.5.1.2.1 Método de cálculo recomendado por Censolar.....	62
3.5.1.2.2 Método de cálculo recomendado por IDAE (F-Chart)	66
3.5.1.2.3 Método de simulación dinámica a través del programa TSOL.....	73
3.5.1.2.4 Elección del método de cálculo	81
3.5.1.3 Orientación e inclinación del campo de colectores	83
3.5.1.4 Disposición del campo de captación	83
3.5.1.5 Distancia entre filas de colectores.....	84
3.5.1.6 Cálculo de pérdidas por sombras	86
3.5.1.7 Estructura de soporte.....	89
3.5.2. FLUIDO CALOPORTADOR	90
3.5.3. SUBSISTEMA DE ACUMULACIÓN	92
3.5.3.1 Tipo y material	92
3.5.3.2 Dimensionado de la acumulación	92
3.5.3.3 Selección del acumulador.....	95
3.5.3.4 Conexión de los acumuladores.....	96
3.5.4. SUBSISTEMA DE TERMOTRANSFERENCIA	97
3.5.5. SUBSISTEMA HIDRÁULICO	100
3.5.5.1 Trazado del circuito de distribución.....	101
3.5.5.2 Dimensionado de las tuberías.....	103



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

3.5.5.3 Aislamiento de las tuberías	105
3.5.5.4 Otros elementos del circuito hidráulico.....	106
3.5.6. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	107
3.5.7. SISTEMA DE IMPULSIÓN	109
3.5.7.1 Pérdidas de carga.....	110
3.5.7.2 Selección de la bomba.....	116
3.5.8. SELECCIÓN DEL VASO DE EXPANSIÓN.....	118
3.5.9. SUBSISTEMA DE REGULACIÓN Y CONTROL	122
3.5.9.1 Equipos de regulación y control.....	122
3.5.9.2 Estrategias de funcionamiento en la instalación.....	125
3.5.10. SUBSISTEMA DE ENERGÍA AUXILIAR	126
3.5.10.1 Volumen de acumulación convencional.....	126
3.5.10.2 Selección de la caldera	128
3.6. PROYECTO DE REFORMA DE LA SALA DE CALDERAS (JUSTIFICACIÓN RITE)	129
3.6.1. NORMATIVA.....	129
3.6.2. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN.....	130
3.6.2.1 Instalación existente de producción de calefacción y ACS (antecedentes).....	130
3.6.2.2 Instalación reformada de producción de calefacción y ACS.....	131
3.6.3. JUSTIFICACIÓN RITE.....	131
3.6.4. JUSTIFICACIÓN NORMA <i>UNE 60601</i>	143
3.6.4.1 Emplazamiento.....	143
3.6.4.2 Características constructivas y dimensionales.	144
3.6.4.3 Aire para la combustión y ventilación.....	145
3.6.4.4 Cálculo de chimeneas.....	146
3.6.4.4.1 Procedimiento de cálculo.....	146
3.6.4.4.2 Resultados obtenidos.	157
3.7. CUMPLIMIENTO DEL <i>CTE-H4</i> (CONTRIBUCIÓN SOLAR MÍNIMA)	163
3.7.1. AHORRO ENERGÉTICO	164
3.8. ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL.....	167
4. ESTUDIO ECONÓMICO DE LA INSTALACIÓN PROYECTADA.....	170
4.1. PRESUPUESTO	170
4.2. ESTUDIO DE RENTABILIDAD	174
5. CONCLUSIONES.....	178
6. BIBLIOGRAFÍA.....	180
7. PLANOS.....	181
8. ANEXO (DOCUMENTACIÓN EQUIPOS).....	190



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Evolución del mercado español 1990-200 (fuente: Idae)	14
Figura 2.1 esquema de principio tipo (fuente: simulación con T-Sol)	17
Figura 2.2 Distribución del ahorro solar para la producción del ACS y grado de rendimiento del sistema solar (simulación con T-Sol)	18
Figura 2.3 Captador plano (fuente: documentación técnica y comercial de Viessmann).....	20
Figura 2.4 Captador de tubos de vacío (fuente: documentación técnica y comercial de Viessmann).....	20
Figura 2.5 Áreas de referencia en captador de tubos de vacío (fuente: Sistemas Solares térmicos, Solarprix y Censolar).....	21
Figura 2.6 Áreas de referencia en captador plano (fuente: Sistemas Solares térmicos, Solarprix y Censolar).	21
Figura 2.7 Formas más frecuentes de la placa del absorbedor (fuente: Documentación interna de Viessmann).....	22
Figura 2.8 Efecto invernadero (fuente: Documentación interna de Viessmann).....	24
Figura 2.9 Ejemplo de rendimiento de un captador en función de la diferencia de la temperatura media del fluido caloportador en el absorbedor y la temperatura ambiente, con la irradiancia como parámetro (fuente: Sistemas Solares térmicos, Solarprix y Censolar).	28
Figura 2.10 Curvas de rendimiento típicas de captadores solares (fuente: Proyecto y cálculo de instalaciones solares térmicas, de Pilar Pereda Suquet).....	30
Figura 2.11 Pérdidas ópticas y térmicas de un captador (fuente: Sistemas Solares Térmicos, Solarpraxis y Censolar).....	30
Figura 2.12 Flujos energéticos en un captador solar (fuente: Documentación interna de Viessmann).....	31
Figura 2.13 Conexión en paralelo (fuente: Sistemas Solares Térmicos, Solarpraxis y Censolar).	32
Figura 2.14 Conexión en serie (fuente: Sistemas Solares Térmicos, Solarpraxis y Censolar).	33
Figura 2.15 Conexión en serie-paralelo (fuente: Sistemas Solares Térmicos, Solarpraxis y Censolar).	35
Figura 2.16 Estratificación de la temperatura del agua en el acumulador (fuente: Sistemas Solares Térmicos, Solarpraxis y Censolar).	37
Figura 2.17 Sistema directo (a) e indirecto con intercambiador de serpentín (b).....	38
Figura 2.18 Intercambiador interno de serpentín (a) y externo de placas (b) (fuente: Sistemas Solares Térmicos, Solarpraxis y Censolar).	39
Figura 2.19 Detalle de una bomba circulatoria para instalación solar (fuente: Grundfos).	42
Figura 2.20 Situación de estancamiento generándose vapor en los captadores. El fluido está siendo absorbido por el vaso de expansión (fuente: Documentación interna de Viessmann)....	43
Figura 2.21 Funcionamiento del vaso de expansión (fuente: Documentación interna de Viessmann).....	43



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Figura 2.22 Ejemplo de regulación de una instalación solar (fuente: Documentación interna de Viessmann).....	44
Figura 2.23 Equilibrio hidráulico por retorno invertido (izquierda) y con válvulas de equilibrado (derecha) (fuente: Documentación interna de Viessmann).	46
Figura 2.24 Acoplamiento de la instalación solar con acumulación centralizada en serie con un sistema convencional con caldera centralizada. Acumulación solar en circuito de ACS (fuente: documentación técnica y comercial de Viessmann).....	49
Figura 2.25 Sistema con acumulador solar y ACS convencional al paso (fuente: documentación técnica y comercial de Viessmann).	49
Figura 3.1 Foto satélite de la ubicación del edificio.....	51
Figura 3.2 Representación gráfica de demanda energética anual en kW/h.....	58
Figura 3.3 Radiación media solar española (fuente (CTE)).	59
Figura 3.4 Captador VITOSOL 200-F (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).....	60
Figura 3.5 Curva de rendimiento del VITOSOL 200-F.....	61
Figura 3.6 Balance energético de la instalación solar por el método Censolar.	66
Figura 3.7 Curvas F (fuente: Curso Instalaciones de energía solar térmica, Emilio Carrasco)..	67
Figura 3.8 Balance energético de la instalación solar por el método IDAE.....	72
Figura 3.9 Sistema seleccionado en T-Sol para su configuración.	75
Figura 3.10 Introducción de las variables de consumo ACS en T-SOL.	75
Figura 3.11 Introducción del número de captadores y área de captación en T-SOL.	76
Figura 3.12 Introducción de parámetros del captador en T-SOL.	76
Figura 3.13 Introducción de la orientación e inclinación del captador en T-SOL.	76
Figura 3.14 Introducción de longitud de tuberías en T-SOL.....	77
Figura 3.15 Introducción del caudal y la mezcla del fluido caloportador en T-SOL.	77
Figura 3.16 Introducción de los parámetros del depósito interacumulador en T-SOL.....	78
Figura 3.17 Introducción de los parámetros de la caldera de ACS en T-SOL.	78
Figura 3.18 Balance energético de la instalación solar por el método de simulación dinámica TSOL.	80
Figura 3.19 Energía solar captada según el método de cálculo empleado.....	81
Figura 3.20 Cobertura solar captada según el método de cálculo empleado.....	82
Figura 3.21 Carta de porcentaje de disponibilidad solar con respecto a la orientación e inclinación óptima (fuente: IDAE).....	83
Figura 3.22 Sistema de conexión en paralelo entre colectores (fuente: IDAE).....	84
Figura 3.23 Sistema de conexión en paralelo del campo de captación.....	84
Figura 3.24 Distancia entre filas de colectores y separación de la primera fila (fuente (IDAE)).	85
Figura 3.25 Representación del azimuth para un punto P1 cualquiera (fuente: IDAE).	86
Figura 3.26 Representación de la elevación para un punto P2 cualquiera (fuente: IDAE).....	87
Figura 3.27 Diagrama de trayectorias solares (fuente: IDAE).	87



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Figura 3.28 Representación de un perfil en el diagrama de trayectorias solares (fuente: IDAE).	88
Figura 3.29 Estructura para cubierta plana del VITOSOL 200f (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).	89
Figura 3.30 Cálculo de concentración de propilenglicol en % en la mezcla de agua según temperatura de la zona (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).	91
Figura 3.31 Cálculo de densidad, viscosidad cinemática, coef. de expansión cúbica y capacidad térmica específica según la temperatura del fluido (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).	91
Figura 3.32 Influencia del volumen en el aprovechamiento solar (fuente: Curso Instalaciones de energía solar térmica, Emilio Carrasco).	93
Figura 3.33 Impacto del volumen en la temperatura de acumulación (fuente: Curso Instalaciones de energía solar térmica, Emilio Carrasco).	94
Figura 3.34 Impacto del volumen en la producción útil solar según el método de cálculo F-Chart.	95
Figura 3.35 Características del acumulador Vitocell 100V (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).	96
Figura 3.36 Conexión de los acumuladores.	97
Figura 3.37 Potencias en el lado primario y secundario del intercambiador.	99
Figura 3.38 Intercambiador interno de serpentín (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).	100
Figura 3.39 Trazado del circuito de distribución del subsistema de captación.	102
Figura 3.40 Trazado del circuito de distribución del subsistema de acumulación.	103
Figura 3.41 Funcionamiento del sistema de refrigeración por gravedad (fuente: Salvador Escoda).	108
Figura 3.42 Disipador de por gravedad (fuente: Salvador Escoda).	108
Figura 3.43 Equipo disipador por gravedad en colectores tubo único "Meandro" o en serie (fuente: Salvador Escoda).	109
Figura 3.44 Diagrama de Moody (fuente: Asignatura Instalaciones y máquinas hidráulicas).	111
Figura 3.45 Pérdida de carga en el depósito interacumulador Vitocell 100V (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).	115
Figura 3.46 Pérdida de carga en el captador Vitosol 200-F (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).	115
Figura 3.47 Bomba marca Grundfos modelo UPS Solar 25 (fuente: Grundfos).	117
Figura 3.48 Curva característica de la bomba seleccionada, UPS Solar 25 (fuente: Grundfos).	118
Figura 3.49 Vaso de expansión (fuente: Salvador Escoda).	121
Figura 3.50 Regulación solar Vitosolic 200 (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).	123
Figura 3.51 Pletinas de conexiones de la Regulación Vitosolic 200 (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).	123



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Figura 3.52 Sistema de control y regulación integrado en una instalación solar con acumulación centralizada acoplada en serie con un sistema centralizado de A.C.S (fuente: Documentación interna de Viessmann).	124
Figura 3.53 Caldera de gas a condensación Vitocrossal 200 (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).	129
Figura 3.54 Esquema de un conducto de humos (fuente: UNE 123-001-94).....	152
Figura 3.55 Disposición de las chimeneas (fuente: Dinakalc CE III).	163
Figura 3.56 Modernización de los equipos generadores de calor.	164
Figura 3.57 Atomizadores para grifería (fuente: Anzapack).....	165
Figura 3.58 Descargador parcial o total (fuente: Anzapack).....	166
Figura 4.1 Gráfica del valor actualizado neto en €.....	176



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Tipos de instalaciones térmicas solares (fuente: documentación técnica y comercial de Viessmann).....	19
Tabla 2.2 Magnitudes y símbolos relacionados con la ecuación de la curva de rendimiento del captador (fuente: Sistemas Solares térmicos, Solarprix y Censolar).....	27
Tabla 3.1 Temperatura media del agua fría de la red general, en °C (fuente (EN2)).....	55
Tabla 3.2 Demanda de referencia a 60 °C, en l/día (fuente (CTE)).	55
Tabla 3.3 Consumo mensual en litros a la temperatura de 45°C.	56
Tabla 3.4 Demanda energética mensual en kWh.	57
Tabla 3.5 Contribución solar mínima en % (fuente (CTE)).	58
Tabla 3.6 Radiación solar sobre superficie inclinada, en kWh/m ² (fuente (EN2)).	59
Tabla 3.7 Energía solar incidente útil, en kW·h/m ²	63
Tabla 3.8 Horas de sol útiles en España (fuente: IDAE).	64
Tabla 3.9 Rendimiento del captador Vitosol 200-F en %.....	64
Tabla 3.10 Energía solar captada por día y mes en kWh/m ²	65
Tabla 3.11 Cálculo del parámetro D1.....	69
Tabla 3.12 Cálculo del parámetro D2.....	70
Tabla 3.13 Cálculo de la fracción solar mensual.	71
Tabla 3.14 Cálculo de la energía útil mensual.....	72
Tabla 3.15 Ventajas e inconvenientes de programas de simulación solar (fuente: Documentación interna de Viessmann).	74
Tabla 3.16 Dimensionado de la instalación solar y resultados energéticos TSOL.	80
Tabla 3.17 Dimensionado de la instalación solar y resultados energéticos TSOL.	85
Tabla 3.18 Tabla de referencia para una superficie a 35° y orientación sur (fuente: IDAE).....	88
Tabla 3.19 Tabla normalizada de diámetros en tuberías de cobre (fuente: UNE 37-141-76)..	104
Tabla 3.20 Cálculo del diámetro para los diferentes tramos del circuito hidráulico del subsistema de captación.....	104
Tabla 3.21 Cálculo del diámetro para los diferentes tramos del circuito hidráulico del subsistema de acumulación.	105
Tabla 3.22 Espesores mínimos de aislamiento para tuberías interiores, en mm (fuente: IDAE).	106
Tabla 3.23 Espesores mínimos de aislamiento para tuberías exteriores, en mm (fuente: IDAE).	106
Tabla 3.24 Cálculo de pérdidas de carga lineales en el circuito de captación.....	112
Tabla 3.25 Cálculo de pérdidas de carga lineales en el circuito de acumulación.	113
Tabla 3.26 Cálculo de pérdidas de carga en singularidades.....	114
Tabla 3.27 Volumen de los tubos de cobre en la instalación solar.	119
Tabla 3.28 Catálogos de vaso de expansión (fuente: Salvador Escoda).....	121



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Tabla 3.29 Estrategias de funcionamiento del equipo de regulación y control.	126
Tabla 3.30 Determinación del caudal de cálculo o caudal simultáneo (fuente: UNE 149201). 127	
Tabla 3.31 Caudal instantáneo mínimo para cada tipo de aparato (fuente: CTE DB HS4).	127
Tabla 3.32 Características técnicas de la instalación existente de calefacción y ACS.	132
Tabla 3.33 Características técnicas de la instalación reformada de calefacción y ACS.	132
Tabla 3.34 Rendimiento de calderas (fuente: Anexo III del Real Decreto 275/1995)	133
Tabla 3.35 Sistemas de ventilación y de seguridad a emplear dependiendo del emplazamiento de la sala de máquinas dentro de un edificio y de la existencia o no de la superficie de baja resistencia mecánica (fuente: UNE 60601).	144
Tabla 3.36 Ahorro energético obtenido a partir de la reforma de las instalaciones de ACS y de los dispositivos de ahorro para agua.	167
Tabla 3.37 Proporciones permitidas para los diferentes componentes (fuente: Asignatura Instalaciones y máquinas hidráulicas).	168
Tabla 3.38 Factor de emisión de CO ₂ (fuente: EMEP/CORINAIR Atmospheric Emission Inventory Guidebook).	168
Tabla 3.39 Reducción de CO ₂ obtenido en kg.	169
Tabla 4.1 Inversión total del proyecto.	174
Tabla 4.2 Tarifa de gas natural (fuente: Ministerio de industria).	175
Tabla 4.3 Análisis económico de la instalación proyectada.	177



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR



1. INTRODUCCIÓN

1.1. ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

El principio elemental en el que se fundamenta cualquier instalación solar térmica es el de aprovechar la energía del Sol mediante un conjunto de captadores y transferirla a un sistema de almacenamiento, que abastece el consumo cuando sea necesario.

Este mecanismo resulta muy útil en múltiples aplicaciones, tanto en el ámbito doméstico como en el industrial. Baste con señalar algunas de ellas como el agua caliente para uso doméstico (agua caliente sanitaria), el aporte de energía para instalaciones de calefacción, el calentamiento de agua para piscinas, climatización, o el precalentamiento de fluidos en distintos procesos industriales, para darnos cuenta del beneficio de esta energía para la humanidad.

Así, la posibilidad de captar la energía del Sol desde el lugar que se necesita, junto con la capacidad de poder almacenarla durante el tiempo suficiente para disponer de ella cuando sea necesario, es lo que hace que esta tecnología sea tan ampliamente aceptada en muchas partes del mundo.

Hoy, una tecnología establecida, eficiente y no contaminante, nos expone diversos y contundentes argumentos a favor de su desarrollo e implementación:

- Dado que las instalaciones solares suministran energía sin emisión alguna de gases que provocan efecto invernadero, sus propietarios contribuyen activamente a la prevención del cambio climático.
- Las instalaciones solares, con una vida útil media de 25 años, son una prueba de una tecnología de confianza y alto nivel.
- Las instalaciones solares utilizan una fuente de energía prácticamente inagotable. Su utilización contribuye a la conservación de los recursos de energía convencional (petróleo, gas, etc.) y garantiza al país una mayor independencia, tanto económica como política.
- Los propietarios de las instalaciones solares evitan costes adicionales por el aumento de los precios de la energía y las ecotasas.
- El factor económico principal surge de la apreciable inversión inicial en la instalación solar. Sin embargo, los costes se pueden calcular con exactitud y con muchos años de antelación. En cambio, los costes del combustible para las instalaciones de calentamiento convencional varían considerablemente y no se pueden calcular con un período de antelación de 20 años. Por consiguiente, una instalación solar representa una inversión segura.
- Las instalaciones solares requieren un mantenimiento mínimo y consumen una pequeña cantidad de energía eléctrica auxiliar.

La entrada en vigor del Código Técnico de la Edificación, junto con las nuevas ordenanzas solares, obligan a instalar un aporte de energía solar para agua caliente



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

sanitaria (ACS a partir de ahora) en prácticamente todos los edificios de nueva construcción o a los que se les somete a una reforma sustancial; las únicas excepciones van ligadas a la imposibilidad física de aprovechar el sol o a elementos de protección del Patrimonio Histórico. Además, la normativa muestra una preocupación especial por garantizar la calidad de las instalaciones y su correcto mantenimiento, promueven la eficiencia energética de los captadores solares y ponen especial interés en que la integración arquitectónica de la instalación sea adecuada.

En la actualidad las principales aplicaciones solares en la ciudad reguladas por las ordenanzas son la preparación del ACS y la climatización de piscinas. Los requisitos de dimensionados usuales suelen ser tales que con energía solar se reduce de un 60 a un 75 % su consumo energético.

La contribución de la solar térmica al consumo energético mundial sigue siendo muy escasa todavía, pese a que empiezan a percibirse ciertos síntomas de cambio que permiten ser más optimistas de cara al futuro. Al creciente interés de los ciudadanos por este tipo de soluciones, hay que sumar las ayudas e incentivos que se han puesto en marcha en muchos países del mundo y la reducción de precios de los captadores solares en algunos mercados. Una situación que pone de manifiesto que estamos ante una tecnología madura que ha experimentado un significativo avance durante los últimos años.

En la actualidad, la capacidad de energía solar instalada en el mundo supera a la de otras renovables con altos índices de desarrollo, como es el caso de la energía eólica. Con una potencia instalada de 98,4 GW térmicos a finales de 2004 (Datos del Solar Heat Worldwide 2004, considerando 41 países que representan el 57% de la población mundial y el 85-90% del mercado mundial de solar térmica), la solar térmica ha alcanzado unos niveles de popularidad impensables hace tan solo unos años. Y no exclusivamente por lo que a la producción de ACS se refiere, sino también en cuanto a la calefacción de viviendas.

Por lo que respecta al reparto de la energía solar térmica por países, el mercado mundial continua bajo el dominio de China. Se calcula que aproximadamente el 40% de los captadores solares colocados en el mundo se encuentran en este país. A China le siguen Japón, Turquía, Alemania, Grecia, Austria e Israel con altos índices de crecimiento en los últimos años.

España es el cuarto país europeo en el aprovechamiento de la energía solar térmica, por delante de países como Italia, Francia o Gran Bretaña. Con un 6% del total del mercado europeo ha alcanzado la madurez tecnológica y comercial tras más de 20 años de experiencia.

Con todo, España aún se encuentra lejos de los objetivos nacionales fijados en el Plan de Energías Renovables (PER), que plantea alcanzar una superficie instalada de 4,9 millones de metros cuadrados para el año 2010 (figura 1.1).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

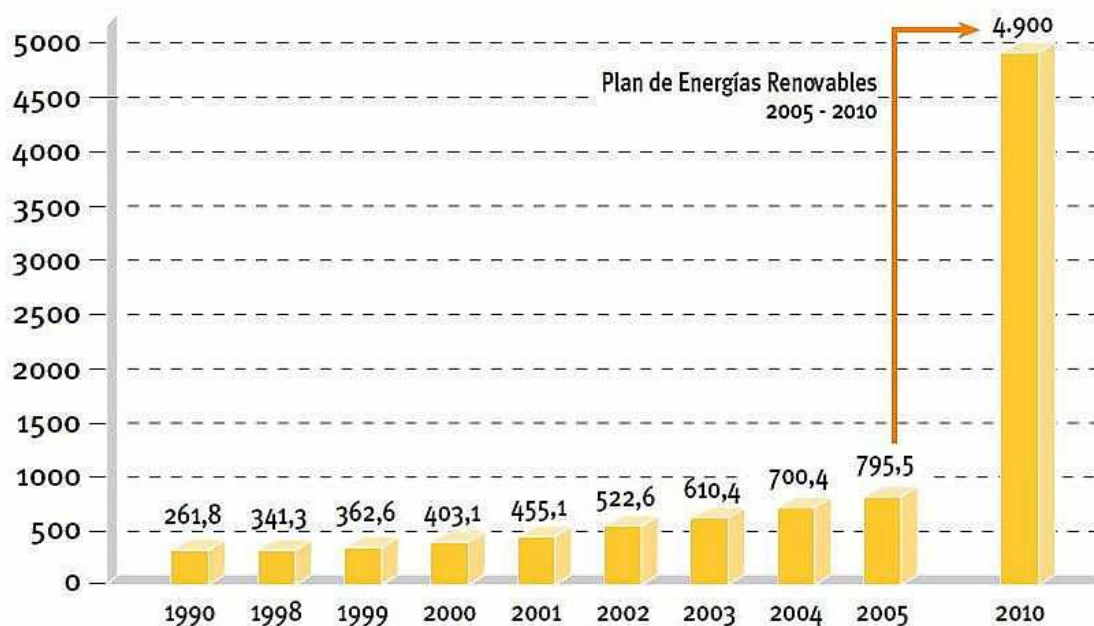


Figura 1.1 Evolución del mercado español 1990-2010 (fuente: Idae)

1.2. MOTIVACIÓN

Las causas que han motivado llevar a cabo este proyecto de energía solar térmica son fundamentalmente:

- El contexto regulatorio actual, desde sus distintos niveles y ámbitos, es absolutamente favorable al desarrollo de sistemas que emplean la tecnología solar térmica a baja temperatura. La aplicación a grandes instalaciones, como es el caso, contribuyen, además, a este fin.
- Las características del emplazamiento, la construcción y el tipo de consumo son óptimas para la implantación de un sistema de producción solar de ACS.
- Basándome en mi experiencia laboral diseñando sistemas solares me he visto en la necesidad de explicar con detalle aspectos que a veces se olvidan o se omiten en las memorias que se redactan habitualmente en este sector.

1.3. OBJETIVOS DEL PROYECTO

El conjunto del presente documento dotará a todo el inmueble de las infraestructuras necesarias para la instalación del sistema de energía solar térmica. Asimismo, los condicionantes que mueven con especial cuidado el objeto de este proyecto son:

- Elaborar un documento con carácter didáctico incorporando fundamentos de tecnología solar térmica y una memoria descriptiva en la que se detalle los distintos procedimientos de cálculo para la obtención de la cobertura solar para su posterior comparación.
- Aunar toda la información de la que se dispone, en muchos casos dispersa, para el cálculo y el desarrollo de un sistema solar térmico y verificarla.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

- Diseñar el sistema solar de forma que se integre armónicamente con las soluciones arquitectónicas y con el resto de instalaciones de confort térmico adoptadas en el edificio.
- Establecer las características técnicas que deberán cumplir todos los elementos que compongan la instalación solar térmica: captadores solares, tuberías, aislamientos, vasos de expansión, sistema de bombeo, fluido de trabajo (fluido caloportador de ahora en adelante), sistema de acumulación e intercambio, válvulas, sistema de regulación y control, etc.
- Conseguir el máximo rendimiento del sistema solar en los meses de más frío, que es cuando se genera más demanda de energía térmica y se dispone de menos radiación solar. Y evitar sobrecalentamientos en los meses de más calor que acaban deteriorando la instalación. Para ello se deberá dimensionar correctamente la instalación, implementar un exhaustivo sistema de control y regulación, minimizar las pérdidas térmicas, seleccionar adecuadamente los elementos de la instalación, etc.
- Realizar la renovación de las instalaciones actuales, sustituyendo los equipos de producción de calefacción y ACS por otros, teniendo en cuenta las necesidades del edificio y la normativa vigente.

1.4. ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO

El presente documento está estructurado de manera que en el capítulo 2 se explicarán los fundamentos para realizar proyectos de energía solar térmica. Se describirán los diferentes sistemas solares disponibles, sus características fundamentales, los criterios de selección y los elementos que los integran, tales como: captadores solares, depósitos acumuladores, elementos de transferencia de calor (fluido caloportador, intercambiadores, tuberías, etc.), regulaciones, etc.. Asimismo, se incluye un apartado donde se muestran las diferentes herramientas software que hay en el mercado para el cálculo y simulación de instalaciones solares.

En el capítulo 3 se tratará todo lo referente a la memoria del proyecto. Se analizará profundamente el cálculo y dimensionado de la instalación en base a la demanda energética del hotel, cumpliendo con la legislación vigente.

En el capítulo 4 se detallará el presupuesto de toda la instalación solar y se realizará un estudio de rentabilidad

En el capítulo 5 y 6 se incluirán las conclusiones y las referencias que han ayudado a elaborar este documento.

Finalmente, se incluirá los planos del edificio donde se muestra la disposición de los captadores solares y la sala técnica en la planta sótano, el trazado del circuito hidráulico, y un esquema de principio donde se muestra el diseño de la instalación.



2. FUNDAMENTOS PARA PROYECTOS DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

La captación térmica de la energía solar es el procedimiento de transformación de la energía radiante del sol en calor o energía térmica. La aplicación de la energía solar térmica a baja temperatura es cuando la energía obtenida se utiliza para aplicaciones con temperaturas inferiores a 80°C: preparación de ACS, el calentamiento de piscinas, la calefacción de ciertos espacios, usos industriales, etc. Es para estas aplicaciones donde se desarrolla este proyecto.

El objetivo de este capítulo es generar un documento completo que permita entender el funcionamiento de los sistemas solares antes de pasar a su diseño. En los siguientes apartados se describirán los diferentes tipos de sistemas solares térmicos, analizando cada uno de sus componentes y estableciendo criterios de selección para cada perfil de consumo.

2.1. TIPOLOGÍA DE SISTEMAS

En la actualidad existe una gran variedad de sistemas de aprovechamiento de la energía solar térmica, pero todos comparten los mismos principios de funcionamiento.

En su diseño hay que tener en cuenta que, tan importante como la correcta selección de los elementos integrantes de cada subsistema, es la correcta integración de todos ellos en el sistema y la selección de las estrategias de regulación, control y operación.

A continuación se muestra un esquema de principio tipo para un sistema solar (figura 2.1):

1. Captador solar en el circuito primario
2. Acumulador solar en el circuito secundario solar
3. Intercambiador (serpentín en el acumulador o de placas externo)
4. Circuito hidráulico del circuito primario solar y 4' del circuito secundario
5. Bomba circulatoria del circuito primario solar
6. Sistema de energía auxiliar con acumulador auxiliar y caldera
7. Sistema de control de la instalación solar
8. Demanda de ACS

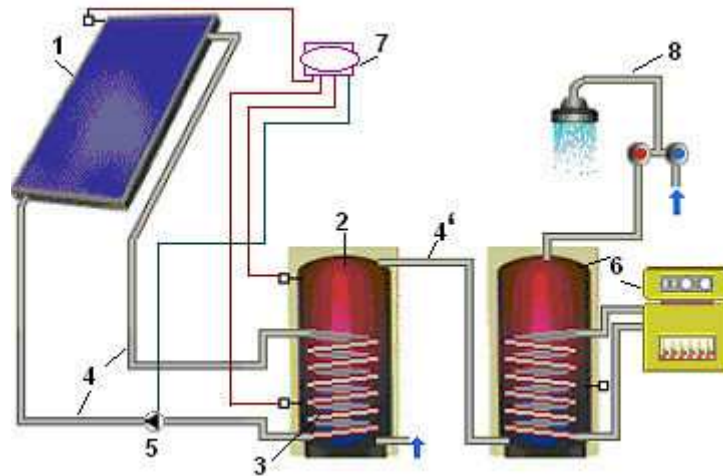


Figura 2.1 esquema de principio tipo (fuente: simulación con T-Sol)

Sus partes fundamentales son las siguientes:

- Sistema de captación: formado por uno o varios captadores que transforman la radiación solar incidente en energía térmica que calienta, a su vez, el fluido caloportador que contienen.
- Sistema de acumulación: constituido por un depósito que almacena el agua caliente hasta que se precise su uso (para usos higiénicos o para calefacción).
- Sistema de intercambio: realiza la transferencia de energía térmica captada desde el circuito de captadores al agua caliente que se consume o utiliza.
- Sistema hidráulico: constituido por el circuito de captadores o primario (circuito cerrado) y el circuito de utilización o secundario. A este sistema pertenecen otros elementos como bombas, válvulas, purgadores, vasos de expansión, etc., de forma que el fluido caliente se conduce desde el sistema de captación hasta el sistema de acumulación y desde este a la red de consumo.
- Sistema de regulación y control: se encarga de asegurar el correcto funcionamiento de todo el conjunto, para proporcionar un adecuado servicio y aprovechar la máxima energía solar térmica posible. En el caso más sencillo el control tiene dos funciones básicas:
 1. Compara las temperaturas de la parte alta de los captadores y de la parte inferior del acumulador y si es suficiente arranca la bomba de circulación y si no lo es la apaga.
 2. Protege al tanque de sobrecalentamientos parando la bomba de circulación cuando se alcanza en la parte alta del acumulador la temperatura máxima prefijada).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

- Sistema de energía auxiliar: sirve de apoyo y permite seguir teniendo agua caliente cuando las condiciones meteorológicas sean adversas o el consumo sea superior al previsto.

La configuración usual de los sistemas solares para ACS es la siguiente: el sistema solar y el auxiliar se conectan en serie, de manera que el solar precalienta el agua de red hasta el nivel térmico posible en función de las condiciones de la instalación y la época del año, y el sistema auxiliar termina de calentar el ACS a la temperatura deseada con los criterios usuales de confort y seguridad. En la figura 2.2 se muestra una distribución típica del ahorro solar mensual para un aporte solar del 75% anual de las necesidades energéticas para la preparación del ACS, donde el mayor aporte solar, lógicamente, es en los meses de más calor.

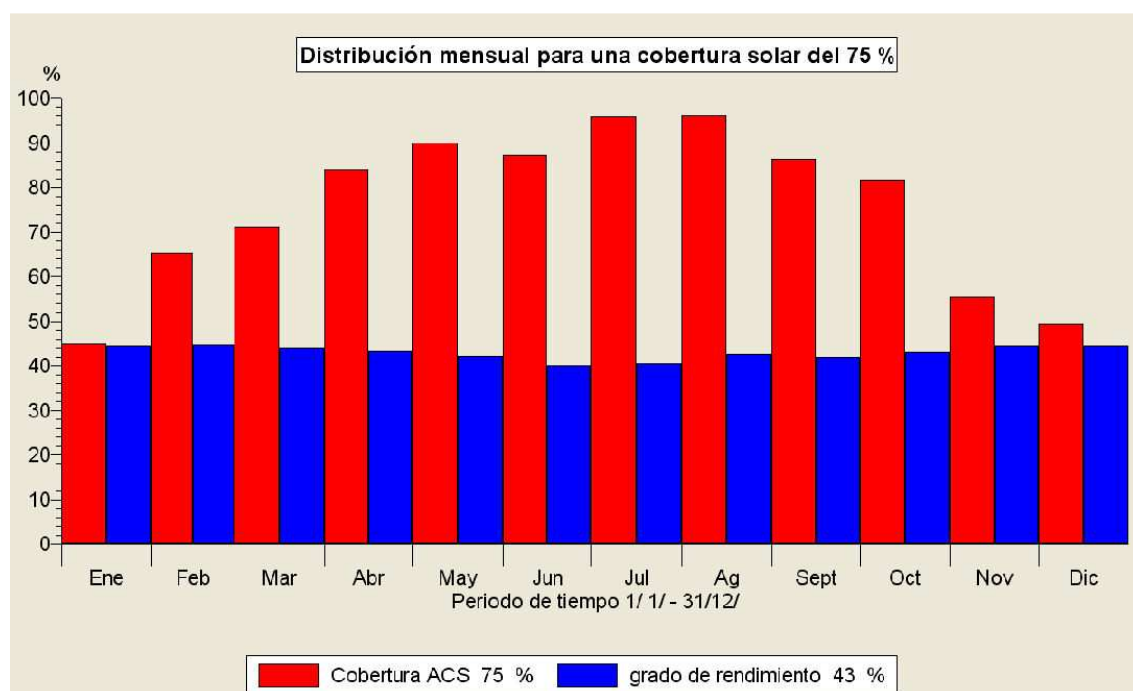


Figura 2.2 Distribución del ahorro solar para la producción del ACS y grado de rendimiento del sistema solar (simulación con T-Sol)

Dependiendo de la disposición de todos los sistemas anteriores, se puede tener distintos tipos de instalaciones, que se resumen en la tabla 2.1.

Criterio de clasificación	Características fundamentales	
Principio de circulación	Instalación por termosifón <i>Funcionamiento por convección natural</i>	Instalación por circulación forzada <i>Funcionamiento por bombeo</i>
Sistema de intercambio	Sistemas directos <i>Fluidos del circuito primario igual al agua de consumo</i>	Sistemas indirectos <i>Intercambiador en cada punto de consumo</i>
Acumulador solar	Centralizado <i>Un único acumulador solar</i>	Distribuido <i>Un acumulador en cada punto de consumo</i>



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Sistema de expansión	Sistemas abiertos <i>En comunicación directa con la atmósfera</i>		Sistemas cerrados <i>Circuito cerrado, con vasos de expansión</i>	
Sistema de control	Caudal constante de bombas <i>Arranque/paro por diferencial de temperatura entre captador y acumulador</i>		Caudal variable de bombas en función de la radiación solar <i>Para mantener constante el diferencial de T^a entre captador y acumulador</i>	
Sistema de protección contra sobrecalentamientos	Con sistema de expansión cerrado <i>Dimensionado para recibir el volumen de los captadores</i>		Sistemas de vaciado automático <i>Vaciado del captador con temperatura máxima en el acumulador</i>	
Forma de acoplamiento de componentes	Compacto <i>Captador y depósito en la misma unidad</i>	Integrado <i>Captador y depósito en un mismo componente</i>	Partido <i>Captador y depósito a distancia física</i>	
Disposición de componentes	Captador		Acumulador	
	Vertical	Horizontal	Vertical	Horizontal
Sistema de energía auxiliar	Instantáneo <i>Calentamiento al paso</i>		En acumulador <i>Calentamiento del acumulador auxiliar</i>	
Sistema de energía auxiliar	Individual <i>Para un único usuario</i>		Colectivo <i>Para un conjunto de usuarios</i>	
Sistema de protección antilegionela	Ninguno	En el acumulador auxiliar <i>Mantenido a más de 60°C</i>	Con acumulador solar entre intercambiadores <i>El agua de acumulación solar no es agua de consumo</i>	

Tabla 2.1 Tipos de instalaciones térmicas solares (fuente: documentación técnica y comercial de Viessmann).

El tipo de sistema más adecuado dependerá del uso que se quiera de él, del clima del lugar y del presupuesto con el que se cuente.

2.2. TECNOLOGÍA SOLAR DISPONIBLE

En este apartado se describirán las principales tipos de captadores solares que hay actualmente en el mercado. Se analizará su funcionamiento, los valores característicos que los diferencian, los tipos de conexionado entre varios captadores y los criterios que determinarán escoger un captador u otro.

2.2.1. PARTES DE UN CAPTADOR Y TIPOS

Los captadores solares son el corazón de cualquier sistema de utilización de la energía solar: captan la radiación solar y la transforman en energía térmica. En su interior se calienta el fluido caloportador gracias a la energía de la radiación, transfiriéndose el



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

calor generado a través del circuito primario que, en la mayoría de casos se almacena en un acumulador. Según se vaya necesitando, el calor pasa del acumulador al circuito de consumo.

Todos los diseños tienen como objetivo común el convertir con el mayor rendimiento posible la radiación solar en calor, para después suministrar eficientemente éste a los consumos. Los diseños de los captadores varían considerablemente en cuanto a calidad, rendimiento, construcción y coste.

Dependiendo de la aplicación el tipo de captador solar que hay que utilizar cambia. Para aplicaciones que requieren un fluido a baja temperatura ($<80^{\circ}\text{C}$), que es el caso de este proyecto, los sistemas con captadores planos son los más utilizados (figura 2.3), seguidos por los tubos de vacío (figura 2.4).



Figura 2.3 Captador plano (fuente: documentación técnica y comercial de Viessmann).

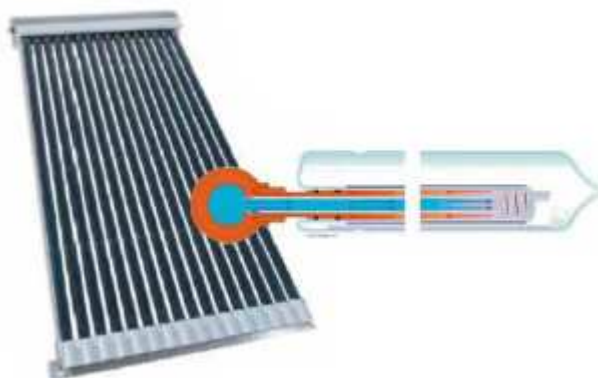


Figura 2.4 Captador de tubos de vacío (fuente: documentación técnica y comercial de Viessmann).

Los captadores de tubos de vacío se distinguen de los captadores planos tanto por sus menores pérdidas térmicas y mayor rendimiento, al encerrarse el absorbente, que es donde se convierte en calor la radiación solar, en una cápsula de vidrio de la que se extrae el aire, como por sus mayores posibilidades de integración arquitectónica.

Por el contrario el captador de tubos de vacío ocupa más superficie total que el plano, puesto que su área del absorbedor es mucho más pequeña. Cabe comentar también que el captador de tubos de vacío es menos robusto y su precio es más elevado.

En las figuras 2.5 y 2.6 se muestran las áreas de referencia de los dos tipos de captadores, entendiendo como área del absorbedor la superficie total del absorbedor, área de apertura como la superficie de entrada de la radiación solar y área total como la superficie bruta del captador.

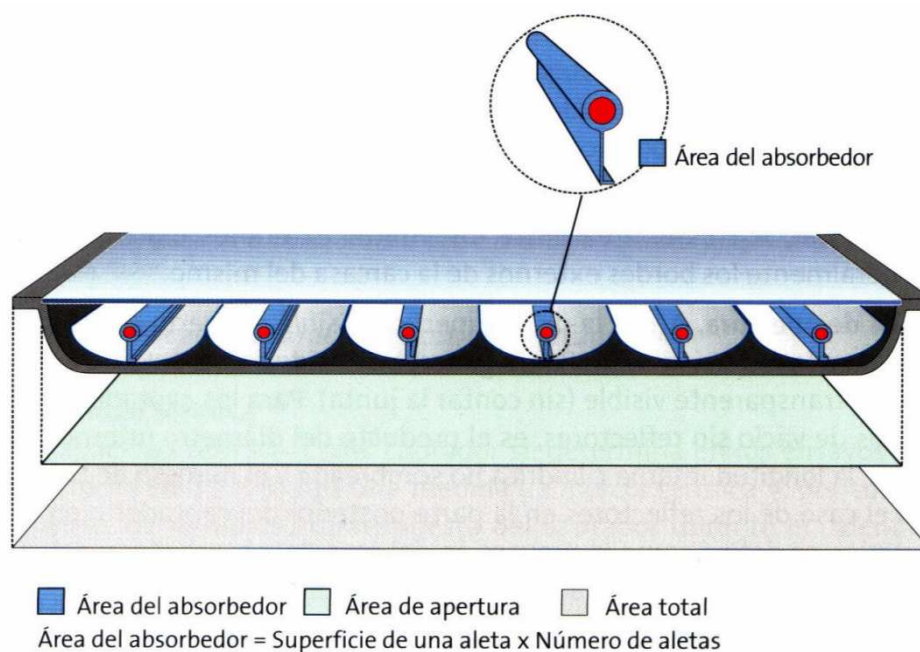


Figura 2.5 Áreas de referencia en captador de tubos de vacío (fuente: Sistemas Solares térmicos, Solarprix y Censolar).



Figura 2.6 Áreas de referencia en captador plano (fuente: Sistemas Solares térmicos, Solarprix y Censolar).

Las partes de un captador plano se describen a continuación:

- Vidrio solar: Con el fin de reducir las pérdidas, proteger de la intemperie el absorbedor y crear el efecto invernadero, se coloca sobre el absorbente una superficie transparente. Aunque se han comercializado colectores con más de una cubierta y de materiales plásticos (Tedlar, EVA, etc.), lo más habitual es que

sea una única superficie de vidrio templado, con un bajo contenido en hierro (para limitar las pérdidas energéticas) y de un espesor de al menos 4 mm. Las cubiertas de plástico o láminas transparentes son menos frágiles, más ligeras y más económicas, sin embargo pueden sufrir rápidamente un gran envejecimiento por su exposición directa a la radiación solar. Es la parte más propensa a la rotura, ya sea por agresiones externas o por efecto de la dilatación del propio vidrio.

- **Placa del absorbedor:** Es la pieza clave del colector solar. Está formada por un circuito hidráulico en forma de parrilla o serpentín de tubos (figura 2.7) por los que circula el fluido caloportador y una superficie de captación selectiva (absorbedor) que transfiere el calor hasta los tubos, unidos entre ellos por soldadura o ultrasonidos.

El absorbedor, normalmente construido de metal, ha de tener una cubierta de pintura o tratamiento negro que tenga una alta absorción a la radiación solar. Mejor aún si tiene, al mismo tiempo, una baja emisividad en longitudes de onda larga (se verá este concepto en el siguiente apartado). En este último caso es lo que se llama una superficie selectiva.

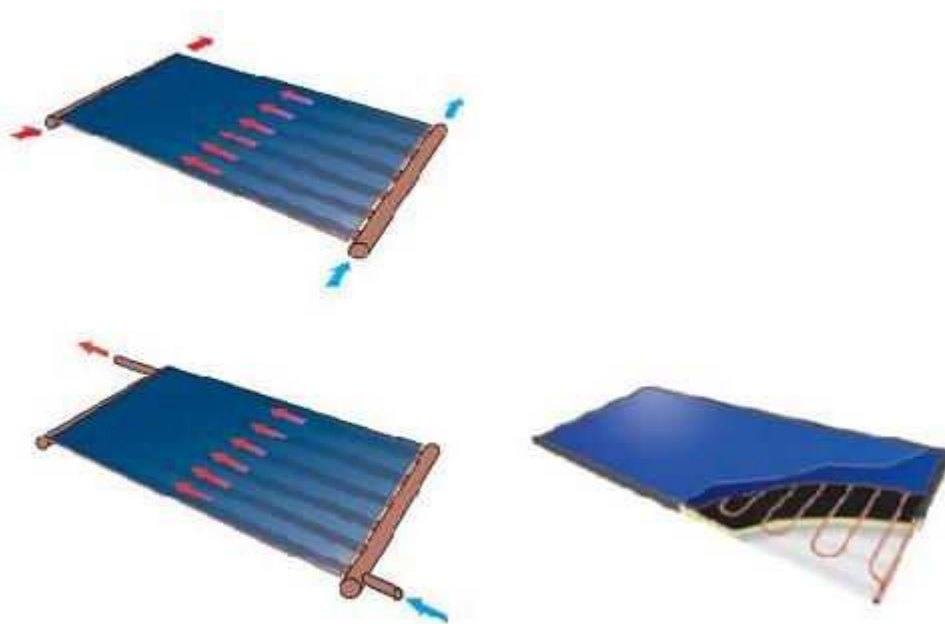


Figura 2.7 Formas más frecuentes de la placa del absorbedor (fuente: Documentación interna de Viessmann).

- **Encofrado (o caja exterior):** Es la que alberga a todos los componentes (cubierta exterior, placa absorbente, aislamiento) dándole la rigidez y estanqueidad necesarias al captador. Aunque también puede ser material plástico, lo usual es que sea metálica, generalmente de aluminio anodizado, por su poco peso y aguante a la corrosión.
- **Aislamiento térmico:** Es un tipo de recubrimiento que debe existir en todos los lados del panel, excepto en la parte acristalada, que evita pérdidas térmicas. El material es cualquier tipo de aislante (fibra de vidrio, lana de roca, espuma rígida de poliuretano, poliestireno expandido, etc.) y el grosor depende de la



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

aplicación, lugar, tipo de aislante. El colector debe incorporar materiales aislantes tanto en el fono del colector bajo la superficie absorbente, como en los laterales con el fin de reducir las pérdidas de calor desde el absorbedor hacia la carcasa. Cualquiera que sea el material elegido debe tener además de una baja conductividad térmica, un coeficiente de dilatación compatible con los demás componentes del colector solar y resistencia a altas temperaturas. Es conveniente incorporar una lámina reflectante en la cara superior del aislante para evitar su contacto y reflejar hacia la placa absorbente la radiación infrarroja emitida por éste. En el caso de que sea un material con posibilidad de absorción de líquidos, deberá disponer de una protección que asegure su estanqueidad frente a fugas y condensaciones.

- Junta: Es un material elástico cuya función principal es mantener la estanqueidad del captador impidiendo la entrada de agua cuando hay lluvia.

En el mercado nos encontramos con más variedad de captadores, pero no entraremos en detalle pues su uso es ínfimo y/o no son adecuados para instalaciones de baja temperatura.

2.2.2. PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO

En este apartado se pretende analizar el proceso de la incidencia de la radiación solar en el captador solar.

La radiación solar, al incidir sobre un cuerpo, puede ser total o parcialmente absorbida, otra parte puede ser reflejada y una última puede atravesar el cuerpo. La energía que contiene la radiación que es absorbida hace que el cuerpo se caliente y emita a su vez radiación, con una longitud de onda que dependerá de la temperatura de éste. La mayor parte de la radiación solar está comprendida entre 0,3 y 2,4 μm (onda corta), por lo que al ser el vidrio transparente, es decir deja pasar a través de él la radiación electromagnética entre 0,3 y 3 μm , la luz atravesará el vidrio sin mayor problema. Si bien una pequeña parte se reflejará en su superficie y otra será absorbida en su interior, dependiendo del espesor del mismo.

Después de atravesar el vidrio, la radiación llega a la superficie del absorbedor, el cual se calienta y emite a su vez radiación con una longitud de onda más o menos comprendida entre 4,5 y 7,2 μm (onda larga), para la cual el vidrio es opaco; es decir, la radiación emitida por el absorbedor será reflejada en un pequeño porcentaje por la superficie interior del vidrio, y el resto será absorbida por él, con lo que éste aumentará de temperatura y comenzará a emitir radiación, la cual se repartirá aproximadamente a partes iguales hacia el exterior y el interior del colector. Este fenómeno se le conoce con el nombre de efecto invernadero (figura 2.8):



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

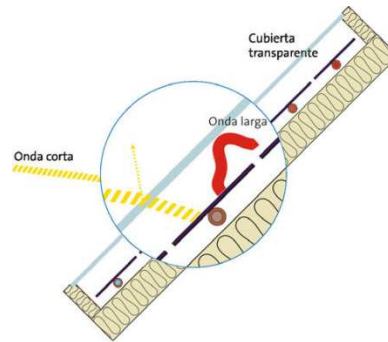


Figura 2.8 Efecto invernadero (fuente: Documentación interna de Viessmann).

No hay que menospreciar el hecho de que la cubierta transparente, además de producir el citado efecto invernadero, disminuye la transferencia de calor por convección entre el absorbedor y el ambiente exterior, reduciendo las pérdidas térmicas considerablemente.

Esto hace que si se considera al captador expuesto al sol sin ninguna circulación de fluido en su interior, la temperatura del absorbedor se elevará progresivamente y también las pérdidas por conducción, convección y de radiación, por crecer éstas con la temperatura. De tal modo, se llega a alcanzar entonces la temperatura de equilibrio estática.

Si ahora se permite circular el fluido caloportador por el interior del colector, entrando por un orificio y saliendo por otro, dicho fluido al tomar contacto con la parte interior del absorbedor va aumentando de temperatura. Si se mantiene una circulación del fluido bajo condiciones estacionarias, llegará a un momento en que se volverá a alcanzar una nueva temperatura de equilibrio, llamada temperatura de equilibrio dinámica, siendo ésta evidentemente más baja que la temperatura de equilibrio estática. Esta temperatura que alcanza el fluido es siempre menor que la del absorbedor debido a las características físicas del proceso de conducción del calor.

Hay que tener en cuenta que la temperatura no es igual en todos los puntos del fluido, por lo que se utilizará una temperatura media del fluido caloportador en el absorbedor, la cual se define por la media aritmética de las temperaturas a la entrada y a la salida:

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2} \quad (1)$$

Cuando el colector está funcionando deberá cumplirse que la temperatura de salida es mayor que la de entrada, de lo contrario ocurriría que el absorbedor estaría perdiendo calor hacia exterior a expensas del fluido caloportador, hecho que podría ocurrir si se hiciese circular el fluido por la noche o en momentos de mucha nubosidad. La máxima temperatura que un captador instalado puede alcanzar es la temperatura de equilibrio estática, la cual conviene conocer, ya que cuando la instalación solar esté parada se alcanzará esta temperatura. Además, se debe considerar la temperatura máxima teórica de utilización inferior a la temperatura de equilibrio estático.



2.2.3. VALORES CARACTERÍSTICOS DE LOS CAPTADORES

Seguidamente se describirán las propiedades típicas de los captadores, usándose para ello curvas y valores característicos.

Una lista completa que abarque todos los valores característicos básicos es parte esencial de una descripción correcta de las propiedades de los captadores, y en el caso de que falten algunos de estos valores, será imposible la realización de cualquier análisis o la comparación de los captadores entre sí. En Europa la norma principal para la determinación de los valores característicos de los captadores se establece a partir de la norma europea UNE-EN 12975 (EN5).

En España se ha introducido la citada norma europea y son aceptados oficialmente los resultados de los ensayos realizados por cualquier laboratorio acreditado en Europa siguiendo esta norma. Estos ensayos deberán ser suministrados por el fabricante del captador y debe facilitarlos al proyectista.

2.2.3.1. Curvas de rendimiento

Una vez visto el funcionamiento del captador se va a analizar el balance energético que se produce en el mismo durante su funcionamiento.

Para realizar este estudio se considera un captador inmóvil, recibiendo la radiación solar uniforme repartida y de forma constante, y por cuyo interior circula el fluido caloportador con un caudal determinado, entrando a una temperatura y saliendo a otra temperatura superior a la de entrada, como consecuencia de haber absorbido calor a su paso por el circuito hidráulico del absorbedor. Así pues, el balance energético del captador será:

$$Q_u = Q_T - Q_P \quad (2)$$

donde:

Q_U energía útil, es decir la recogida por el fluido caloportador.
 Q_T energía incidente total por la radiación solar en el captador.
 Q_P energía perdida por disipación al exterior.

El valor de la energía incidente total Q_T será igual a la intensidad de radiación por la superficie de exposición, es decir la irradiancia E_g , y en caso de existir cubierta hay que contar con la transmitancia τ de la misma, que dejará pasar solamente una parte de dicha energía, y por otro lado con el coeficiente de absorción o absortancia α del absorbedor, es decir:

$$Q_T = E_g \cdot S \cdot \tau \cdot \alpha \quad (3)$$

donde:

E_g irradiancia, la potencia de la radiación solar por unidad de área en W/m^2 .
 S superficie del colector en m^2 .
 τ transmitancia de la cubierta en %.
 α absortancia del absorbedor en %.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

El cálculo de la energía perdida por disipación al exterior es más complejo debido a que se produce simultáneamente el de conducción, convección, y radiación. Para simplificar este hecho se recurre englobar estas influencias en el llamado coeficiente global de pérdidas U_L , el cual se mide experimentalmente y su valor es suministrado por el fabricante. De todos modos, es una buena aproximación valorar las pérdidas por unidad de superficie proporcionales a la diferencia entre la temperatura media de la placa del absorbedor y la del ambiente:

$$Q_P = S \cdot U_L \cdot (T_c - T_a) \quad (4)$$

donde:

- S superficie del captador en m^2
- U_L el coeficiente global de pérdidas en $W/(m^2 \cdot K)$.
- T_c temperatura media de la placa del absorbedor en K.
- T_a temperatura ambiente en K.

Por lo que la ecuación inicial del balance energético (2) queda de la siguiente forma:

$$Q_U = S \cdot [E_g \cdot S \cdot (\tau \cdot \alpha) - U_L \cdot (T_c - T_a)] \quad (5)$$

Se da el hecho de que la temperatura media de la placa del absorbedor T_c no puede calcularse de una forma sencilla, tendríamos que medirla directamente mediante una serie de sensores colocados sobre ella. Por el contrario, sí se puede conocer con suficiente exactitud la temperatura media del fluido caloportador en el absorbedor T_m .

Una forma muy sencilla es hallar la media de las temperaturas de dicho fluido a la entrada y a la salida del colector, como se ha expuesto ya anteriormente en (1).

Si la placa del absorbedor y los tubos por los que circula el fluido caloportador tuviesen un coeficiente de conductividad térmica infinito, entonces las temperaturas medias de fluido y placa serían iguales, pero esto en realidad nunca ocurre puesto que no todo el calor absorbido en la placa del absorbedor pasa al fluido para transformarse en energía térmica útil. Por lo que si se quiere sustituir la temperatura de la placa del absorbedor por la del fluido caloportador se deberá introducir un factor de corrección, llamado factor de eficiencia F_R . Este factor es prácticamente independiente de la intensidad de la radiación incidente, pero es función del caudal del fluido caloportador y de las características de la placa del absorbedor (material, espesor, distancia entre tubos, etc.).

Finalmente, la energía recogida por el fluido caloportador en el captador es, a partir de (5):

$$Q_U = F_R \cdot S \cdot [E_g \cdot S \cdot (\tau \cdot \alpha) - U_L \cdot (T_m - T_a)] \quad (6)$$

donde:

- F_R factor de eficiencia en %.
- T_m temperatura media del fluido caloportador en el absorbedor en K.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

De (6) se puede deducir el valor del rendimiento del captador η , donde el rendimiento se define como el cociente entre la energía recogida por el fluido caloportador y la irradiancia solar incidente:

$$\eta = \frac{Q_U}{S \cdot E_g} = F_R \cdot (\tau \cdot \alpha) - F_R \cdot U_L \frac{(T_m - T_a)}{E_g} \quad (7)$$

Por tanto, cuanto mayor sea el factor de eficiencia de un captador y menor su coeficiente global de pérdidas, mejor será su rendimiento.

Si se admite que los coeficientes $F_R(\tau\alpha)$ y $F_R U_L$ son constantes, la representación de la gráfica de la expresión anterior es una recta, donde la ordenada en el origen $F'(\tau\alpha)$ indica el rendimiento del captador considerando solamente el valor de las pérdidas y la pendiente $F'U$ es indicativa de las pérdidas térmicas, que dependen de la temperatura media del fluido caloportador y del ambiente.

Aunque el modelo matemático más utilizado por los fabricantes, desarrollado a partir de (7), describe una curva característica del rendimiento de un captador introduciendo un coeficiente cuadrático de pérdidas térmicas, de la siguiente forma:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{(T_m - T_a)}{E_g} - a_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{E_g} \quad (8)$$

Las magnitudes y símbolos relacionados con la ecuación de la curva de rendimiento cuadrática se detallan en la tabla 2.2.

Símbolo	Unidad	Descripción
η	%	Rendimiento del captador
η_0	%	Rendimiento óptico del captador
a_1	W / (m ² · K)	Coeficiente lineal de pérdidas térmicas
a_2	W / (m ² · K)	Coeficiente cuadrático de pérdidas térmicas
T_e	K	Temperatura de entrada del fluido caloportador
T_s	K	Temperatura de salida del fluido caloportador
T_m	K	Temperatura media del fluido caloportador en el absorbedor
T_a	K	Temperatura ambiente
E_g	W / m ²	Irradiancia
F_R	%	Factor de eficiencia del captador
τ	%	Transmitancia de la cubierta
α	%	Absortancia del absorbedor

Tabla 2.2 Magnitudes y símbolos relacionados con la ecuación de la curva de rendimiento del captador (fuente: Sistemas Solares térmicos, Solarprix y Censolar).

Donde η_0 representa el rendimiento óptico del captador cuando la diferencia entre la temperatura media del fluido y la temperatura ambiente sea igual a cero, o sea, el captador se halla a temperatura ambiente, anulándose los dos últimos términos de la ecuación.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Las pérdidas térmicas del captador se describen por medio de los dos coeficientes de pérdidas térmicas a_1 y a_2 . a_1 define una variación lineal, mientras que a_2 denota una variación cuadrática de las pérdidas térmicas. Se trata de una aproximación matemática al modelo físico real.

Como ya se ha dicho anteriormente la manera usual de representar η es la curva de rendimiento, en la que para un valor de referencia de la irradiancia en el eje de ordenadas se representa el rendimiento mientras que en el de abscisas figura la diferencia de temperaturas entre el fluido caloportador y el ambiente (figura 2.9).

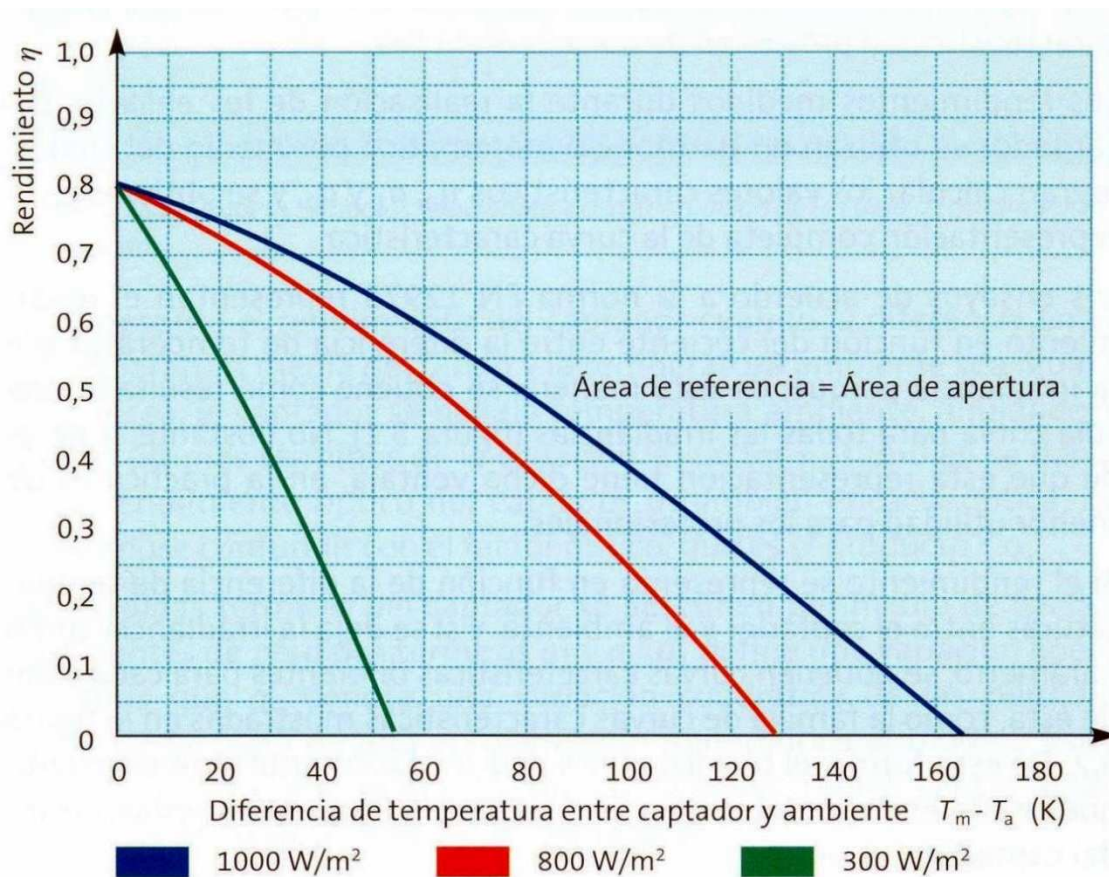


Figura 2.9 Ejemplo de rendimiento de un captador en función de la diferencia de la temperatura media del fluido caloportador en el absorbedor y la temperatura ambiente, con la irradiancia como parámetro (fuente: Sistemas Solares térmicos, Solarprix y Censolar).

La curva demuestra claramente que el rendimiento del captador se reduce si la irradiancia disminuye y si la diferencia de temperaturas, entre captador y ambiente, aumenta.

Por lo tanto, un factor importante a tener en cuenta es que cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas entre la temperatura media del fluido caloportador en el absorbedor y la temperatura ambiente, mayores serán también las pérdidas térmicas y por lo tanto menor la cantidad de energía útil que se podrá aprovechar.

Esto significa que el rendimiento disminuye a medida que la temperatura del captador aumenta en exceso. Por ello es importante hacer trabajar a los captadores a la



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

temperatura más baja posible, siempre que sea compatible con la temperatura mínima necesaria para su utilización, sino la instalación producirá un exceso de producción energética corriendo a la vez serio peligro de sobrecalentarse; de ahí las indicaciones que se dan en el Código Técnico de Edificación (CTE):

Con independencia del uso al que se destine la instalación, en el caso de que en algún mes del año la contribución solar real sobrepase el 110 % de la demanda energética o en más de tres meses seguidos el 100 %, se adoptarán cualquiera de las siguientes medidas:

- *Dotar a la instalación de la posibilidad de disipar dichos excedentes (a través de equipos específicos o mediante la circulación nocturna del circuito primario).*
- *Tapado parcial del campo de captadores; en este caso el captador está aislado del calentamiento producido por la radiación solar y a su vez evacua los posibles excedentes térmicos residuales a través del fluido del circuito primario (que seguirá atravesando el captador).*
- *Vaciado parcial del campo de captadores; esta solución permite evitar el sobrecalentamiento, pero dada la pérdida de parte del fluido del circuito primario, debe ser repuesto por un fluido de características similares debiendo incluirse este trabajo en ese caso entre las labores del contrato de mantenimiento.*
- *Desvío de los excedentes energéticos a otras aplicaciones existentes.*

En la figura 2.10 se muestran las curvas de rendimiento características para tres tecnologías de captadores solares:

- Captador solar especial para piscinas estivales: fabricado de materiales plásticos, sin cubierta transparente protectora, ni aislamiento térmico posterior. Muestra un buen rendimiento en zonas de funcionamiento correspondientes a un salto térmico pequeño y en periodos con buenos niveles de radiación. Para esta tecnología el valor típico de los parámetros de los captadores es $(\eta_0, U_L) = (90\%, >10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$.
- Captador plano con cubierta de vidrio: especialmente adecuado para aplicaciones de temperaturas medias (ACS y calefacción), durante todo el año y con niveles de radiación medios. Para esta tecnología mostramos los rangos típicos de parámetros de captadores de calidad que van desde $(\eta_0, U_L) = (90\%, 6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$ hasta $(80\%, 4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$.
- Captadores planos con cubiertas de vidrio antirreflexivo (AR) y captadores de tubo de vacío: captadores especialmente adecuados para trabajar en aplicaciones con un salto térmico elevado, en lugares con bajos niveles de radiación o cuando hay limitaciones en el espacio disponible para colocar los captadores solares y/o se desean maximizar los rendimientos solares. Para la tecnología de captadores de vacío los parámetros de los captadores son del rango de $(\eta_0, U_L) = (75\%, <3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$, los planos con cubierta antirreflexiva $(\eta_0, U_L) = (85\%, 4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}))$.

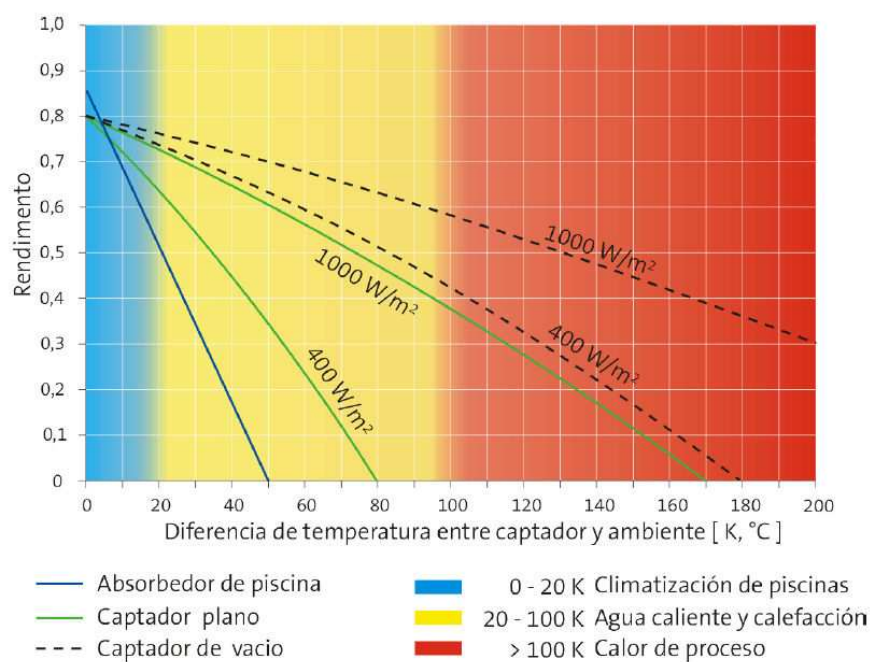


Figura 2.10 Curvas de rendimiento típicas de captadores solares (fuente: Proyecto y cálculo de instalaciones solares térmicas, de Pilar Pereda Suquet).

Las curvas de rendimiento indicadas para los captadores solares se aplican en el caso de incidencia perpendicular de la radiación solar sobre la cubierta transparente del captador.

2.2.3.2. Pérdidas energéticas en el captador

En figura 2.11 se muestran los principales intercambios energéticos en un captador solar térmico.

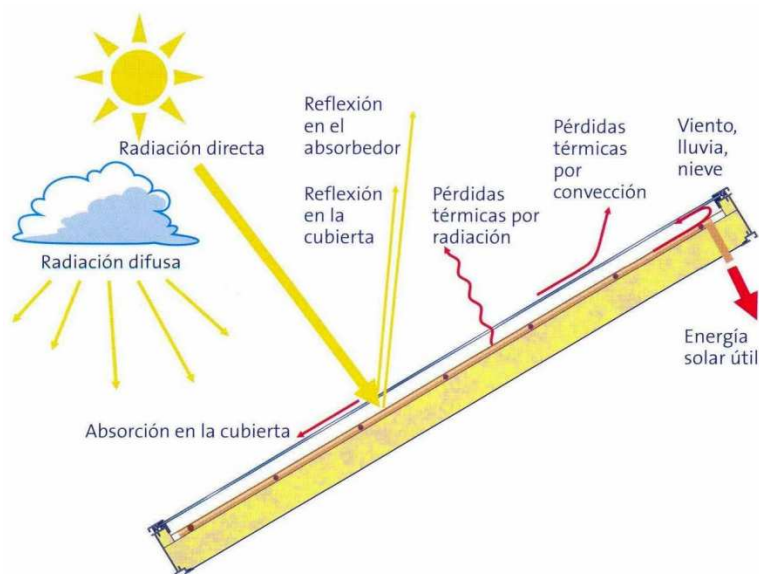


Figura 2.11 Pérdidas ópticas y térmicas de un captador (fuente: Sistemas Solares Térmicos, Solarpraxis y Censolar).

De donde se pueden deducir las siguientes pérdidas:

- Pérdidas ópticas: por reflexión, del 4-6% de la irradiancia incidente, dependiendo del tipo de vidrio. Si la cubierta transparente no es vidrio, la reflexión puede ser muy diferente.
- Pérdidas térmicas: Básicamente las mayores pérdidas térmicas en un captador solar se producen por la cara anterior (cubierta transparente) en aproximadamente un 80 % del total de las pérdidas. El resto se pierde por la cara posterior y los laterales dependiendo del aislamiento térmico que se incorpore y de las condiciones de temperatura y velocidad del viento exterior.

En la figura 2.12 se puede observar los porcentajes aproximados de los flujos energéticos en un captador solar. Se calcula aproximadamente que un 60% de la radiación solar es aprovechada por el absorbente. El 40 % restante se pierde por diferentes fenómenos.

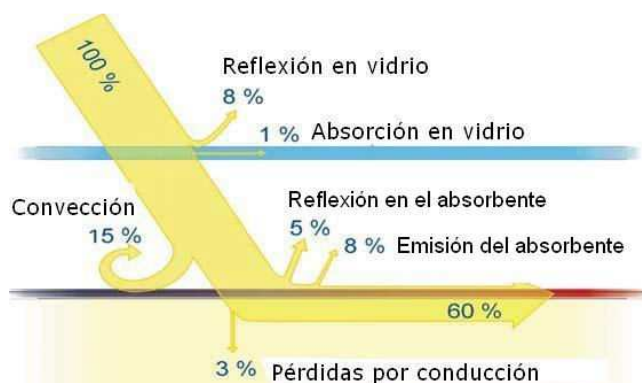


Figura 2.12 Flujos energéticos en un captador solar (fuente: Documentación interna de Viessmann).

La transmitancia τ de la cubierta del captador depende de las propiedades del vidrio solar, como la mayor o menor absorción de la radiación en el mismo, y de la reflexión en superficie. Si un rayo incide verticalmente sobre la superficie del vidrio, éste sólo reflejará una pequeña parte de la radiación. Sin embargo, cuanto más rasante sea el ángulo de incidencia, mayor será la reflexión. Con una incidencia paralela al vidrio, la transmitancia será cero y el vidrio actuará como un espejo.

2.2.3.3. Otros valores característicos del captador

2.2.3.3.1. Capacidad térmica

La capacidad térmica C , del captador se determina en los ensayos de acuerdo a (EN5), y es una medida de inercia térmica y, por consiguiente, de la rapidez de respuesta del captador durante el calentamiento y el enfriamiento. Una capacidad térmica baja es ventajosa para las condiciones climáticas típicas en Europa Central.

2.2.3.3.2. Pérdida de carga del captador

La pérdida de carga es un factor importante a tener en cuenta en el diseño del circuito hidráulico del absorbedor, puesto que es la pérdida de presión que sufren los fluidos en



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

su circulación a través de las tuberías de éste. Son debidas a las fricciones de las partículas del fluido entre sí y contra las paredes de la tubería que las contiene.

Se podría hacer un símil entre el paso de la corriente eléctrica a través de una resistencia con el de un fluido por una tubería con una determinada pérdida de carga, disminuyendo su flujo al aumentar la pérdida de carga.

La pérdida de carga de un captador se determina para diferentes caudales en el marco de los ensayos según (EN5). Esta prueba se lleva a cabo generalmente usando agua, por lo que los valores obtenidos han de adaptarse a las mezclas con anticongelantes que se usan para los circuitos primarios como fluido caloportador.

2.2.3.3. Temperatura de estancamiento

Si el captador se expone a una irradiancia constante de 1000 W / m^2 y a una temperatura ambiente de 30°C sin que circule fluido por el circuito primario (fluido estancado), hasta que se alcance el equilibrio entre la energía incidente y las pérdidas térmicas, la temperatura máxima que se obtiene en este caso se denomina temperatura de estancamiento. En caso de temperaturas ambientes superiores a 30°C , la temperatura de estancamiento también será superior.

En la curva de la figura 2.9, la diferencia de temperaturas entre el absorbedor en estado de estancamiento y el ambiente puede hallarse en la intersección de la curva característica para la irradiancia de 1000 W / m^2 con el eje de abscisas.

2.2.4. CONEXIONADO DE CAPTADORES

En el conexionado de los captadores se pretende alcanzar un flujo uniforme a través de cada uno de ellos. De esta manera, cada captador podría operar con el mayor rendimiento, evitando que se formen zonas con un flujo muy débil y, por lo tanto, áreas inútiles.

2.2.4.1. Conexionado en paralelo

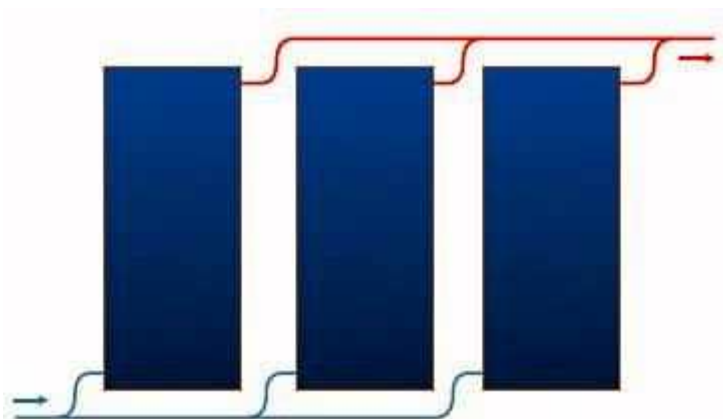


Figura 2.13 Conexionado en paralelo (fuente: Sistemas Solares Térmicos, Solarpraxis y Censolar).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

En el caso de conexionado en paralelo (figura 2.13), se ha de alcanzar un caudal idéntico en cada uno de los captadores. Además, hay que observar las indicaciones sobre el caudal mínimo del captador establecidas por el fabricante para evitar las zonas sin circulación y asegurar un flujo uniforme. Según el diseño interno del absorbedor, es decir del circuito hidráulico, el caudal específico de diseño de la mayoría de captadores suele situarse entre 20 y 80 litros por hora y metro cuadrado de superficie de captación.

El caudal específico de un campo de captadores se define como el cociente entre el caudal total que circula por el campo solar y la superficie total de captación. Si todos los captadores están conectados en paralelo, el caudal total de diseño es igual al producto del caudal específico del campo solar y la superficie total de captación.

Ejemplo: un campo de cuatro captadores de $2,5 \text{ m}^2$ cada uno, conectados en paralelo.

Superficie total de captadores:	10 m^2
Caudal específico mínimo de un captador (según fabricante):	$40 \text{ l}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$
Caudal mínimo por cada captador:	$2,5 \times 40 = 100 \text{ l}/\text{h}$
Caudal total del campo solar:	$4 \times 100 = 400 \text{ l}/\text{h}$
Caudal específico del campo solar:	$40 \text{ l}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$

En el conexionado en paralelo la pérdida de carga del campo de captadores es bastante pequeña, puesto que la pérdida de carga de los captadores individuales y la pérdida de carga de las tuberías de conexión correspondientes no se suman. Pero, por otro lado, se observa un caudal total relativamente alto.

2.2.4.2. Conexionado en serie

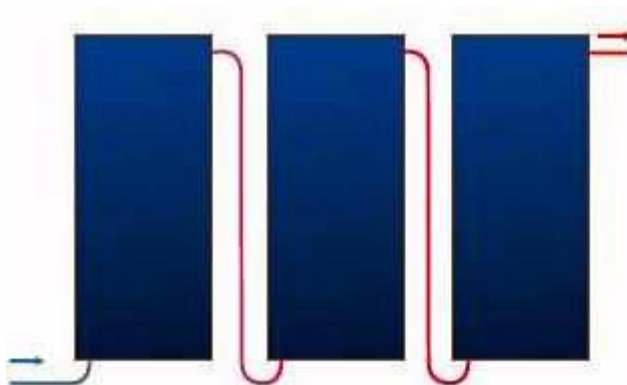


Figura 2.14 Conexionado en serie (fuente: *Sistemas Solares Térmicos*, Solarpraxis y Censolar).

En caso de un conexionado en serie, el fluido de trabajo circula de manera consecutiva a través de los captadores. Esto significa que por cada uno de los captadores circula el mismo caudal, que equivale al caudal total del campo solar.

Este tipo de conexionado permite la operación de un campo de captadores con caudales específicos bastante reducidos, lo que es deseable en las instalaciones de bajo flujo (low flow).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

El caudal específico de un campo de captadores se define como el cociente entre el caudal total que circula por el campo solar y la superficie total de captación.

Ejemplo: un campo de cuatro captadores de $2,5 \text{ m}^2$ cada uno, conectados en serie.

Superficie total de captadores:	10 m^2
Caudal específico mínimo de un captador (según fabricante):	$40 \text{ l} / (\text{m}^2 \cdot \text{h})$
Caudal mínimo por cada captador:	$2,5 \times 40 = 100 \text{ l} / \text{h}$
Caudal total del campo solar:	$100 \text{ l} / \text{h}$
Caudal específico del campo solar:	$10 \text{ l} / (\text{m}^2 \cdot \text{h})$

En el ejemplo anterior se puede ver que el caudal específico del campo solar, $10 \text{ l} / (\text{m}^2 \cdot \text{h})$, es muy reducido. Este valor llevaría a diferencias de temperaturas muy grandes, que podrían repercutir de manera negativa en el rendimiento total del campo solar. A fin de lograr un mejor rendimiento se recomienda un ligero aumento de dicho caudal específico, por ejemplo hasta unos $20 \text{ l} / (\text{m}^2 \cdot \text{h})$, lo que llevaría a un caudal total de $200 \text{ l} / \text{h}$. Sin embargo, con un incremento del caudal se produce un aumento de las pérdidas de carga, lo que supone que el conexionado en serie tiene sus límites. Dicho límite depende en gran parte del diseño del circuito hidráulico del absorbedor (serpentin, parrilla simple o parrilla doble). Con el propósito de mantener las pérdidas de carga en un marco de límites aceptable, se suelen utilizar captadores con absorbedores en forma de parrilla para su conexionado en serie.

Por consiguiente, las conexiones en serie se caracterizan por tener un caudal total relativamente bajo, así como una pérdida de carga elevada, debido a que las pérdidas de carga de los captadores individuales conectados en serie se suman.

2.2.4.3. Combinación serie-paralelo

Los captadores planos modernos son más apropiados para un conexionado en serie debido a las mejoras de rendimiento al trabajar a temperaturas elevadas y bajo caudal.

Esto puede ser de gran utilidad en ciertas aplicaciones, como por ejemplo en estratificaciones de temperatura en el acumulador solar, estrategia que se estudiará más adelante.

En el apartado 2.2.4.2 ya se mencionó el hecho de que el número de captadores que pueden conectarse en serie es limitado. Por este motivo, en caso de instalaciones de gran tamaño, se elige una combinación de conexiones mixtas en serie y paralelo. Se crea, por tanto, un compromiso de los dos montajes tal como muestra la figura 2.15.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

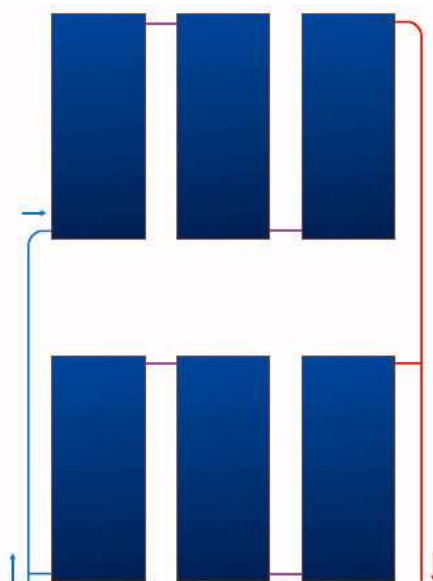


Figura 2.15 Conexión en serie-paralelo (fuente: Sistemas Solares Térmicos, Solarpraxis y Censolar).

2.2.5. CRITERIOS DE SELECCIÓN

Los criterios básicos para seleccionar un captador solar para una aplicación son:

- Productividad energética: Las ordenanzas solares no requieren un tamaño específico de la instalación solar si no un ahorro energético solar determinado.
- Coste de la instalación completa: Incluyendo los captadores solares y la red de tuberías, intercambiadores, acumuladores, mano de obra, etc, requeridos por esos captadores.
- Durabilidad y calidad: Para producir el ahorro energético durante muchos años.
- Posibilidades de integración arquitectónica: Para un resultado estético y un aumento de valor del edificio.
- Sencillez de mantenimiento: Reduciendo los costes de operación.
- Fabricación y reciclado no contaminante: Protegiendo el medio ambiente.

Los elementos tecnológicos que determinan la productividad a largo plazo de un captador solar son:

- El tipo de acabado de los absorbentes del captador y sus propiedades ópticas de absorción solar y emisión térmica.
- Las propiedades de transferencia de calor desde el absorbente al fluido de trabajo en función de su caudal de circulación: material del absorbente, tipo de soldadura con el conducto por el que circula el fluido; diámetros, espesores y distancias entre estos conductos.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

- Las propiedades ópticas y de resistencia mecánica de la cubierta del captador: cuanto mayor sea la transmisividad solar, mejor.
- Las características térmicas e higroscópicas de los aislamientos, función del material y de su espesor.
- La hermeticidad de las uniones entre la cubierta solar y el cofre su capacidad de absorber impactos y la rigidez y estabilidad del cofre.

La productividad del captador influye en la productividad a largo plazo del sistema solar directamente, y a través de su influencia, en la selección del resto de componentes (intercambiadores, acumuladores, tuberías, etc.) en combinación con el caudal de diseño de los circuitos hidráulicos. No hay que olvidar que lo realmente importante es la productividad a largo plazo del sistema y no sólo el rendimiento instantáneo del captador. En ese sentido los aspectos a cuidar con especial cuidado, además de los parámetros del captador, son:

- Criterios de diseño: especialmente la cobertura solar de diseño, pues define los niveles de rendimiento alcanzables.
- Caudal: por su influencia en la estratificación en el acumulador solar y en la selección de tuberías, bombas e intercambiadores.
- Intercambiador: por su influencia en el rendimiento a través del aumento de la temperatura de trabajo del captador que puede provocar si no se dimensiona adecuadamente, con la consiguiente penalización del rendimiento solar.
- Tuberías: por su influencia en las pérdidas térmicas y en las pérdidas de carga del circuito en función de su longitud, diámetro y aislamiento.
- Almacenamiento: por su influencia en el rendimiento, ya que la temperatura en su parte inferior marca la temperatura de trabajo del captador como resultado de su volumen y el nivel de estratificación térmica que presente.
- Sistema de control y elementos de seguridad: ya que determina los tiempos de operación. Fundamental para un correcto funcionamiento del sistema.

2.3. SUBSISTEMA DE ACUMULACIÓN

Es evidente la necesidad de disponer de un sistema almacenamiento que haga frente a la demanda en momentos de insuficiente radiación solar; la forma más sencilla y habitual de almacenar energía es mediante acumuladores de agua caliente, los cuales suelen ser de acero negro, acero inoxidable, aluminio o fibra de vidrio reforzado.

El diseño de los depósitos debe tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Forma y disposición del depósito.
- Sin intercambiador o con intercambiador incorporado (normalmente en serpentín).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

- Resistencia del conjunto a la máxima presión y temperatura.
- Tratamiento interno de esmalte si el acumulador es de ACS. Este tratamiento no será necesario si el depósito es de inercia, es decir, que el agua que contiene el acumulador no es de consumo, como será el caso de este proyecto.
- Aislamiento y su protección para evitar pérdidas de calor.
- Situación de conexiones de entrada y salida.
- Medidas para favorecer la estratificación y evitar la mezcla de temperaturas.
- Previsión de corrosiones y degradaciones.

La forma de los mismos suele ser cilíndrica, siendo la altura mayor que el diámetro, haciendo de esta manera que se favorezca el fenómeno de la estratificación: al disminuir la densidad del agua por el aumento de la temperatura, cuanto mayor sea la altura del acumulador mayor será la diferencia entre la temperatura en la parte superior e inferior del mismo, es decir mayor será la estratificación (figura 2.16). La ventaja de este fenómeno es que mejora el rendimiento de la instalación ya que el agua más caliente se sitúa en la parte más alta del acumulador y es la que va al servicio (ACS), mientras que el agua que retorna al captador es la más fría con lo cual el captador es más eficiente.

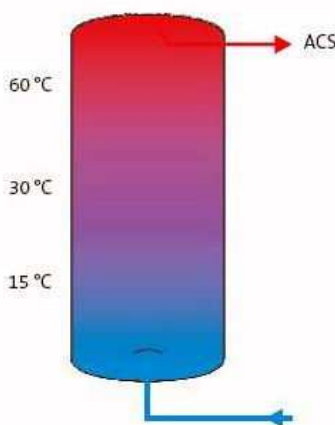


Figura 2.16 Estratificación de la temperatura del agua en el acumulador (fuente: Sistemas Solares Térmicos, Solarpraxis y Censolar).

Los principales problemas encontrados en el funcionamiento de los depósitos son:

- Pérdidas de rendimiento por excesivas pérdidas de calor generadas por un aislamiento defectuoso.
- Pérdidas de rendimiento por la aparición de caminos preferentes del fluido, debidos a un diseño defectuoso de las conexiones de entrada y salida.
- Degradación del tratamiento de protección interior y perforación del tanque por corrosiones de las paredes internas. Los problemas de corrosión se producen por el efecto del exceso de temperatura, por sales disueltas en el agua y la aparición

de pares galvánicos. Se llama par galvánico al formado por dos partes distintas de una superficie metálica -en este caso el acumulador-, que en contacto con un electrolito -en este caso el agua- tienen una diferencia de potencial. Por tanto, el potencial más negativo (ánodo) se corroe, mientras que el potencial menos negativo (cátodo) no sufre corrosión. Una forma de evitar este problema es insertando protección catódica en el acumulador mediante un ánodo de sacrificio (por ejemplo de magnesio).

2.4. SUBSISTEMA DE TERMOTRANSFERENCIA

El Subsistema de termotransferencia está formado por aquellos elementos de la instalación encargados de transferir la energía captada en los captadores solares hasta el depósito de acumulación de agua. Entre los elementos que pertenecen a este grupo están:

- El intercambiador.
- Las tuberías.
- El fluido caloportador.
- Otras piezas encargadas del transporte del calor y de su control y seguridad durante su transporte (bombas de circulación, vaso de expansión, etc.)

Según el sistema de termotransferencia las instalaciones se clasifican en dos grupos: transferencia térmica directa o indirecta (figura 2.17). En el caso de este proyecto se propone un sistema indirecto, que es el más común. Esto implica que existe un intercambiador térmico tal que el fluido del primario no está en contacto con el circuito secundario o el agua de consumo.

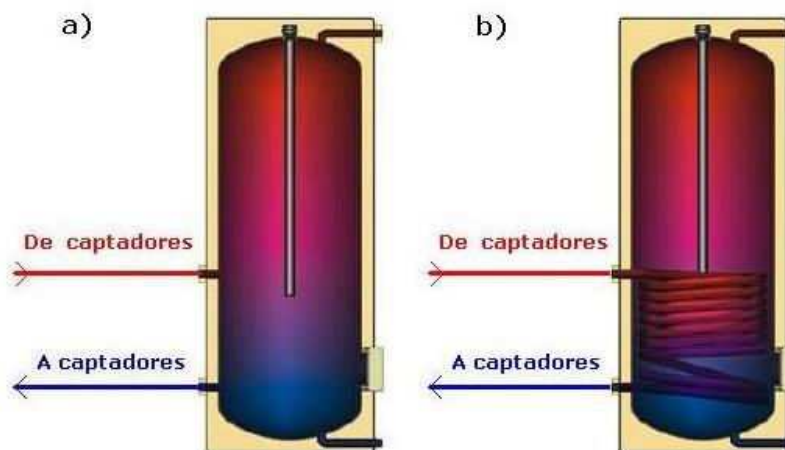


Figura 2.17 Sistema directo (a) e indirecto con intercambiador de serpentín (b).

La decisión de optar por un sistema de circulación indirecta se basa en los problemas que presentan los sistemas directos, como son el no poder añadir anticongelantes ni otros aditivos en el fluido caloportador del circuito de captadores, con el consiguiente riesgo de congelación, un mayor riesgo de vaporizaciones, incrustaciones y corrosiones

en el circuito. Además el hecho de que todo el circuito trabaje a la presión de la red no suele ser admisible por la mayoría de los captadores, puesto que soportan presiones inferiores.

2.4.1. INTERCAMBIADOR

Al decantarse por un sistema de termotransferencia indirecto, es necesario disponer de un intercambiador de calor que transfiera la energía almacenada en el fluido caloportador del circuito primario al ACS o al agua proveniente del acumulador de inercia.

El parámetro que define básicamente a un intercambiador es la eficacia de intercambio, que se define como la relación entre la potencia térmica intercambiada y la máxima que teóricamente podría intercambiarse. Para un caudal de fluido caloportador determinado, la eficacia es una constante que dependerá de la superficie de intercambio, de su forma y del material empleado.

Cuanto menor sea la eficacia mayor será la temperatura que retorna a los captadores y por tanto menor será el rendimiento de la instalación solar.

En el mercado se encuentran generalmente dos tipos de intercambiadores para instalaciones solares (figura 2.18). Para hacer el intercambio de calor dentro del propio acumulador suelen utilizarse intercambiadores internos de serpentín. Pero cuando el campo de captación grande ($>25\text{m}^2$), y por lo tanto se generará una alta transferencia térmica, se emplean intercambiadores externos de placas al acumulador pues tienen una superficie útil de intercambio mayor.

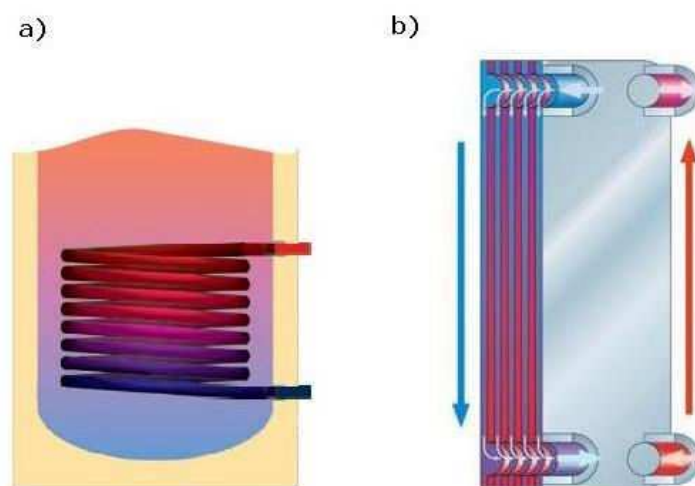


Figura 2.18 Intercambiador interno de serpentín (a) y externo de placas (b) (fuente: *Sistemas Solares Térmicos, Solarpraxis y Censolar*).

Para el caso de intercambiadores internos al acumulador la eficacia es:

$$\varepsilon = \frac{T_E - T_S}{T_E - T_{ACUM}}$$

donde:

T_E temperatura de entrada del fluido caloportador.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

T_S temperatura de salida del fluido caloportador.
 T_{ACUM} temperatura del agua en el acumulador.

En el caso de intercambiadores externos de placas, la expresión de la eficacia es la siguiente:

$$\varepsilon = \frac{T_{SS} - T_{ES}}{T_{EP} - T_{ES}}$$

donde:

T_{SS} temperatura de salida del intercambiador del circuito secundario.
 T_{ES} temperatura de entrada al intercambiador del circuito secundario.
 T_{EP} temperatura de entrada al intercambiador del circuito primario.

Los fabricantes de intercambiadores aconsejan que la eficacia del intercambiador seleccionado para la instalación sea igual o mayor a 0,8 (80%).

2.4.2. TUBERÍAS

Los posibles materiales a usar en las conducciones o tuberías son: el cobre, el acero inoxidable, el hierro negro y los plásticos. El cobre es el material más aconsejable por tener unas altas prestaciones en cuanto a resistencia a la corrosión, maleabilidad, ductilidad e inocuidad, además de ser económicamente muy competitivo. Será el material que se utilizará en la instalación.

Con el fin de evitar pérdidas térmicas la longitud de tuberías será lo más corta posible y los tramos horizontales tendrán siempre una pendiente mínima de un 1% en el sentido de la circulación tal y como se indica en (CTE).

En el diseño del circuito hidráulico se evitarán las pérdidas de carga siempre que sea posible y se deberán distinguir dos tipos de pérdidas de cargas:

- Pérdidas de carga lineales: son las que se producen a lo largo de toda la tubería o conducto. Éstas disminuirán al aumentar el diámetro de tubería.
- Pérdidas de carga singulares: son las que se producen en los equipos y accesorios. Éstas disminuirán evitando codos, válvulas, etc.

Por otra parte, el diseño y los materiales deberán ser tales que no exista posibilidad de formación de obturaciones o depósitos de cal en sus circuitos que influyan drásticamente en el rendimiento del sistema.

Las uniones de los grupos de captadores a las tuberías del circuito primario deben realizarse de modo que las dilataciones del material no produzcan esfuerzos en los puntos de unión, por ejemplo, mediante la utilización de tubos flexibles de malla de acero inoxidable.



2.4.3. FLUIDO CALOPORTADOR

Es el fluido que circula por el circuito primario. Se encarga de transportar la energía térmica adquirida en los captadores para transferirla en el intercambiador al circuito secundario. Habitualmente son cuatro tipos de fluido caloportador que se utilizan:

- Agua (en sistemas directos).
- Agua con adición de anticongelante (propilenglicol o etilenglicol).
- Fluidos orgánicos.
- Aceites de silicona.

La solución más generalizada es la de agua con anticongelante para ofrecer protección contra las heladas. Esta agua podrá ser de la red de suministro, agua desmineralizada o agua con aditivos, según las características climatológicas del lugar de instalación y de la calidad del agua empleada. El anticongelante a considerar suele ser propilenglicol o etilenglicol. Hay que tener en cuenta las diferencias de las propiedades físicas que va a haber entre el agua y el anticongelante: viscosidad, dilatación, estabilidad, calor específico o temperatura de ebullición.

En cualquier caso hay que recordar que la legislación obliga a asegurar la imposibilidad de mezcla entre el fluido caloportador con aditivos y el agua de consumo. Este será el principal motivo por el cual el circuito primario será independiente del circuito secundario en el presente proyecto, además de otros aspectos técnicos.

Para compensar posibles pérdidas de fluido caloportador en el circuito primario, se considerará un sistema de llenado a través del vaso de expansión cerrado (que se encontrará en la zona de aspiración de la bomba junto a la salida del circuito primario del acumulador) que permita llenar el circuito y mantenerlo presurizado siempre que sea necesario.

2.4.4. BOMBAS CIRCULATORIAS

Se utilizarán bombas circulatorias para vencer la resistencia que opone el fluido a su paso por el circuito en instalaciones de circulación forzada (ver tabla 2.1), tanto en el circuito primario como en el secundario, y en el circuito de distribución si existiera. Entre los diferentes tipos de bombas se opta generalmente, para instalaciones solares, por las de rotor encapsulado (figura 2.19).

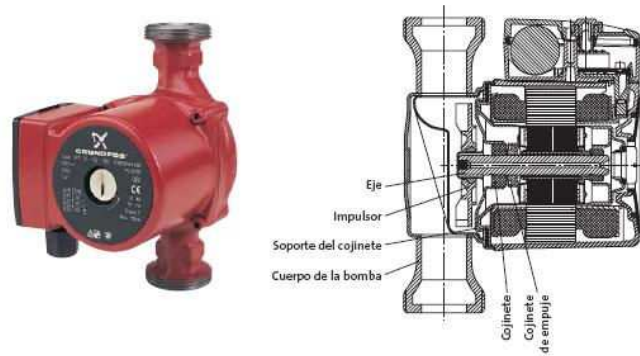


Figura 2.19 Detalle de una bomba circulatoria para instalación solar (fuente: Grundfos).

En instalaciones de un considerable tamaño ($>50\text{m}^2$ de captación) es obligada la instalación de otra bomba idéntica y en paralelo con ésta para evitar la parada de la instalación por avería o mal funcionamiento de la bomba. (CTE)

Los materiales de la bomba del circuito primario serán compatibles con las mezclas anticongelantes y en general con el fluido caloportador utilizado. Y siempre se instalarán en la parte más fría del circuito hidráulico. (CTE)

La bomba debe elegirse a partir de las condiciones nominales de trabajo, definidas por el caudal de circulación y la altura manométrica en el punto de trabajo, H .

La altura manométrica es la energía que la bomba debe entregar al líquido para compensar las pérdidas de carga. En el circuito primario éstas vienen determinadas por:

- Las pérdidas de carga del tramo más desfavorable de tuberías (incluidas las pérdidas de carga singulares de los accesorios).
- La pérdida de carga producida por el intercambiador de calor, ya sea externo o incorporado al acumulador (serpentín).
- La pérdida de carga de los captadores solares.

2.4.5. VASO DE EXPANSIÓN

El vaso de expansión es un depósito dividido en dos partes por medio de una membrana elástica. A un lado de la membrana está el fluido caloportador y en el otro aire o un gas inerte a la presión de trabajo. La presión inicial viene establecida por el fabricante y se puede ajustar posteriormente en la instalación.

La función de un vaso de expansión es compensar los cambios de volumen del fluido caloportador, ocasionados por la formación de vapor de este, cuando los captadores están en situación de estancamiento.

Esta situación es muy habitual en periodos estivales donde se producirán excesos de energía solar con mucha frecuencia, con lo que el paro de bomba del circuito primario también será frecuente.

La formación de vapor en el interior de los captadores desplazará el fluido caloportador que contiene. Si el fluido es absorbido por un vaso de expansión bien dimensionado no habrá ningún problema. Si no fuera así, al aumentar la presión del circuito, sería imposible evitar el escape del fluido caloportador a través de la válvula de seguridad. Este proceso se puede observar en la figura 2.20.

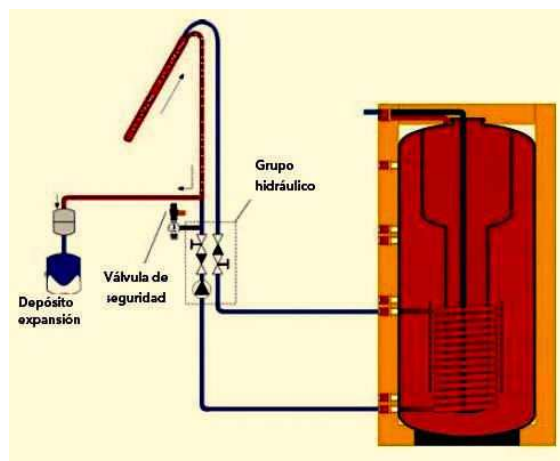


Figura 2.20 Situación de estancamiento generándose vapor en los captadores. El fluido está siendo absorbido por el vaso de expansión (fuente: Documentación interna de Viessmann).

El procedimiento de actuación del vaso de expansión es el siguiente (figura 2.21): al calentarse el captador en situación de estancamiento, y por lo tanto al aumentar la presión, una parte del fluido entra en el vaso de expansión empujando la membrana y comprimiendo el nitrógeno que hay dentro de éste. Cuando el sistema se enfría, el fluido regresa al circuito (estado de entrega). De esta manera, el vaso de expansión sirve también para mantener la presión en el circuito dentro del rango de presiones admisibles y siempre por encima de la atmosférica, impidiéndose así la introducción de aire en el circuito cuando el sistema vuelve a enfriarse.

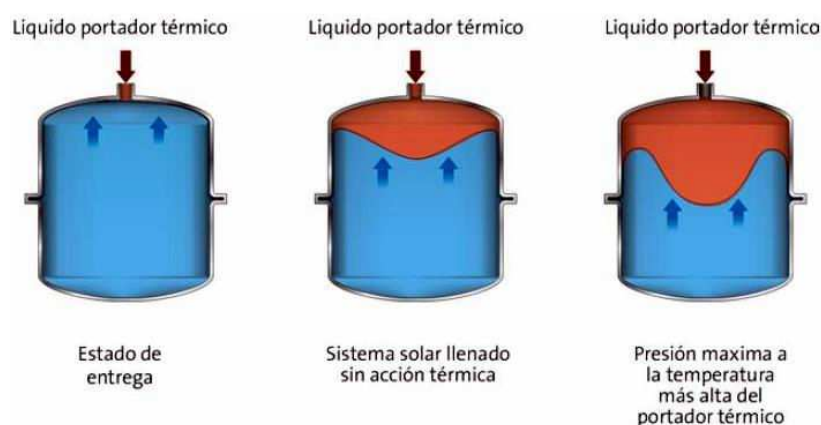


Figura 2.21 Funcionamiento del vaso de expansión (fuente: Documentación interna de Viessmann).

2.5. SUBSISTEMA DE REGULACIÓN Y CONTROL

La regulación y control de una instalación solar consiste en la puesta en marcha y la detención de las bombas de circulación en función de las condiciones existentes en cada

momento. Se encarga por un lado de asegurar el correcto funcionamiento del equipo para proporcionar la máxima energía solar térmica posible y, por otro, actúa como protección frente a la acción de múltiples factores como sobrecalentamientos del sistema, riesgos de congelaciones, etc.

Las funciones de un sistema de regulación y control son:

- El control del proceso de carga, que tiene la misión de regular la conversión de la radiación solar en calor y transferirla al acumulador solar de manera eficaz.
- El control del proceso de descarga, cuya tarea es garantizar la mejor transferencia de energía posible del acumulador hacia el consumo.

Para realizar estas funciones se emplean termostatos diferenciales (reguladores) con sondas de temperatura. Un ejemplo de funcionamiento básico sería el que se describe en la figura 2.22.

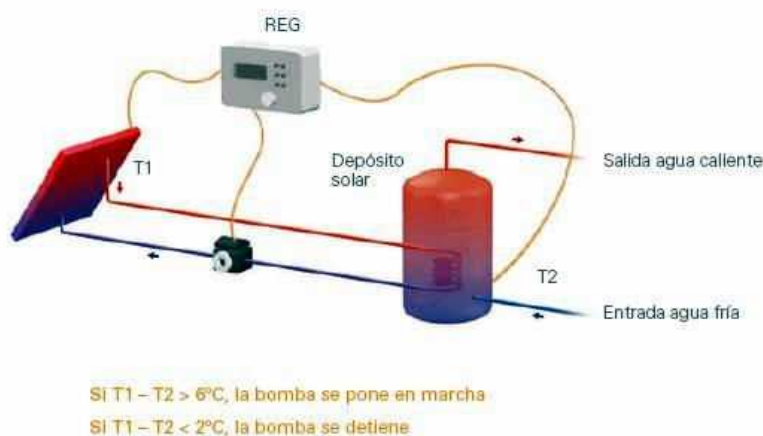


Figura 2.22 Ejemplo de regulación de una instalación solar (fuente: Documentación interna de Viessmann).

La sonda de temperatura T1 (parte caliente) se sitúa a la salida del último del grupo de captadores, de modo que su lectura sea la temperatura en los captadores. La sonda T2 (parte fría) se sitúa en la parte inferior del acumulador solar. En el caso de que exista más de un acumulador solar, se situará en el depósito que parta la conexión de ida hacia los captadores.

El regulador pone en marcha la bomba cuando la temperatura de la sonda T1 supera en 6°C la temperatura de la sonda T2 situada en el acumulador. Y lo detiene cuando la diferencia es inferior a 2°C .

Estas diferencias de temperatura entre T1 y T2 para la puesta en marcha y detención de la bomba se establecen para compensar las posibles pérdidas energéticas en las tuberías del circuito primario. Pueden ajustarse con la instalación en funcionamiento y establecerse otros saltos térmicos diferentes a 6°C y 2°C .



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

La bomba del circuito de distribución de agua precalentada se regulará mediante un termostato diferencial, con una sonda situada en la parte superior del acumulador (parte caliente) y otra sonda instalada en la tubería de retorno del circuito de distribución (parte fría). Los saltos térmicos serán los mismos que los establecidos en el circuito primario.

Existen diversos reguladores de instalaciones solares en el mercado que incorporan además otras funciones como la limitación de temperatura en el acumulador, la puesta en marcha cuando se detecta una temperatura en el circuito primario próxima a la congelación, o la apertura o cierre de contactos adicionales.

Respecto a la limitación de la temperatura del acumulador solar, debe elegirse un valor que se adecue a las condiciones de funcionamiento del depósito, teniendo en cuenta que, a mayor temperatura se acumule mayor será la estratificación. En general, el recubrimiento interior de los acumuladores de ACS es un esmalte que puede soportar temperaturas máximas de unos 60°C, o hasta 70°C si el calentamiento es esporádico. En cambio los acumuladores de inercia, al no estar esmaltados, son capaces de soportar temperaturas de unos 90°C.

2.6. SUBSISTEMA DE ENERGÍA AUXILIAR

Para asegurar la continuidad en el abastecimiento de la demanda térmica, las instalaciones de energía solar deben disponer de un sistema de energía convencional auxiliar tal y como se indica en (CTE).

El sistema de energía auxiliar debe ser capaz de mantener el nivel de confort del servicio de ACS en condiciones de temperatura variable procedente de la instalación solar. Está compuesto por una caldera o calentador, que pueden ser centralizados o individuales, y en algunos casos puede estar complementado por otros componentes externos para adaptar su comportamiento a los requerimientos del sistema solar escogido.

El equipo seleccionado debe ser apto para ser conectado con una instalación solar, debiendo reunir las siguientes características:

- Adaptar su potencia a las necesidades de cada momento, teniendo en cuenta la temperatura de entrada del agua procedente del sistema solar.
- Soportar la entrada de agua caliente a la temperatura de salida del acumulador solar.
- Dar prioridad al aprovechamiento de la energía solar frente a su consumo propio (gas, electricidad, etc.).
- La potencia del equipo debe elegirse del mismo modo que si la vivienda no dispusiera de una instalación solar, ya que el equipo ha de ser capaz de cubrir la totalidad de la demanda energética cuando no haya captación solar.

2.7. OTROS ELEMENTOS

2.7.1. VÁLVULAS

En la instalación se prevé la instalación de diferentes válvulas que ayudarán a una regulación y transporte correcto del fluido caloportador del circuito primario. Los diferentes tipos de válvulas que estarán presentes en la instalación son:

- Válvula grifo: tipo de válvula o llave terminal que se utilizará en el vaciado de la instalación.
- Válvula de corte: tipo de válvula cuya función evidente es la de cortar los circuitos.
- Válvula de retención: tipo de válvula conocida normalmente como antirretorno, se suele colocar en las entradas de los acumuladores y delante de la bomba para evitar las posibles circulaciones invertidas del fluido.
- Válvula de seguridad: válvula con un valor prefijado de presión, normalmente a 6 bar, que se abre cuando la presión del circuito sobrepasa este valor. Se emplea como medida de seguridad en caso de sobrepresiones que puedan dañar la instalación.
- Válvula de equilibrado: válvula encargada realizar un correcto equilibrado hidráulico, de manera que a cada batería de captadores le llegue el caudal de diseño. Cuando una instalación no está equilibrada el fluido caloportador circulará por los tramos de menor pérdida de carga, pues habrá menos resistencia. Es como si se adaptaran resistencias en paralelo en un circuito electrónico para que la corriente fuera la misma en cada uno de los ramales.

Otro método de equilibrar el circuito hidráulico es mediante el retorno invertido. Este método consiste en igualar las diferentes longitudes de tubería de retorno solar de todas las baterías de captadores del campo solar. A la batería más cercana a la bomba se le añadirá la longitud de tubería equivalente a la distancia de la batería más alejada.

Estos dos métodos de equilibrado hidráulico se representan en la figura 2.23:

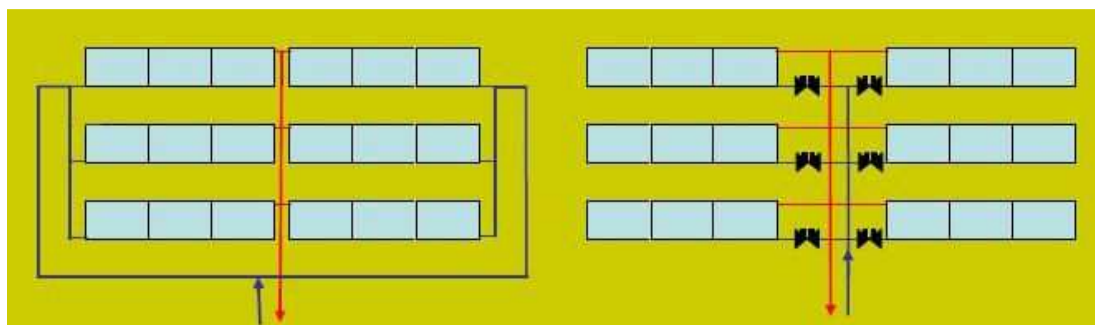


Figura 2.23 Equilibrio hidráulico por retorno invertido (izquierda) y con válvulas de equilibrado (derecha) (fuente: Documentación interna de Viessmann).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

- Purgadores: válvula encargada de eliminar por completo la formación de bolsas de aire en la instalación. Por este motivo se instalarán purgadores en los puntos más elevados del circuito, concretamente a la salida de cada batería de captadores. Se cerrarán una vez se haya puesto en marcha la instalación, para evitar el escape del fluido caloportador cuando se evapore en situaciones de estancamiento.

2.7.2. AISLAMIENTOS

Los aislamientos son esenciales en cualquier instalación solar para evitar las pérdidas térmicas en tuberías, acumuladores, intercambiadores y otros elementos que estén en contacto directo con el ambiente.

Los factores que determinan la elección del aislamiento son:

- Bajo coeficiente de conductividad térmica.
- Colocación relativamente sencilla.
- Bajo coste.
- Rango de temperaturas adecuado.
- No ser corrosivo para las superficies con las que estará en contacto.
- Ser ignífugo y no enmohecerse.

Los materiales más usados son el caucho flexible de etileno-propileno-dieno (EPDM) para tuberías y demás conducciones, y poliuretano rígido (BRV) o flexible (BRVF) para el resto de componentes.

2.8. SISTEMAS SOLARES PARA ACS

En este apartado se analizarán las diferentes opciones que hay para los sistemas solares indirectos. Se mostrarán las ventajas e inconvenientes que hay en cada uno de ellos y cuáles son sus condiciones de diseño.

Primeramente se detallarán las condiciones que detallan el perfil de una instalación solar. Finalmente se analizarán con detalle los criterios de selección para los diferentes sistemas solares.

2.8.1. CONDICIONES DE DISEÑO

Los condicionantes principales del diseño de una instalación solar para ACS son:

- Las especificaciones de la Propiedad.
- La demanda de energía necesaria para producir el ACS: incluyendo las pérdidas térmicas en acumulación (especialmente cuando la acumulación solar está distribuida en múltiples acumuladores situados en cada vivienda individual) y distribución, y su perfil a lo largo del día, de la semana y de los meses.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

- Los requisitos de las ordenanzas solares sobre el nivel de ahorro energético exigible a la instalación solar incluyendo el cálculo de la demanda, las especificaciones técnicas de las instalaciones, su integración arquitectónica y su mantenimiento.
- El tipo de sistema de energía auxiliar para la producción de ACS: calderas centralizadas o distribuidas, tipo de combustible o resistencia eléctrica, bomba de calor, etc.
- La climatología del lugar de la instalación: nivel de radiación, riesgo de heladas, etc.
- Las características del edificio:
 - Espacio disponible para colocar tanto los captadores solares como el resto de elementos de la instalación (especialmente la acumulación solar), tipo de ubicación (tejado, cubierta plana), orientación del edificio, sombras de otros edificios y entre los captadores, etc.
 - Accesibilidad para el mantenimiento.
 - Las distancias entre la ubicación de los captadores solares, la acumulación solar y el sistema de energía auxiliar, y las diferencias de cotas entre los mismos.
 - El uso del edificio en relación con la normativa específica de aplicación: viviendas colectivas, unifamiliares, hoteles, polideportivos, etc.
- Las características de los captadores solares, los acumuladores, los intercambiadores, las bombas y los demás elementos de la instalación solar con sus requisitos y opciones de montaje.
- Las exigencias en los materiales y componentes en función de los niveles de temperatura y presión de trabajo en operación normal, y especialmente en estancamiento (cuando hay un elevado nivel de radiación solar y el captador solar no se refrigera al haber parado el control la bomba de circulación por estar el acumulador completamente lleno a la temperatura máxima), para garantizar la seguridad funcional y de uso durante muchos años.
- Coste de la instalación completa.
- Costes de operación: sencillez de mantenimiento, pequeños consumos eléctricos en bombeo.

2.8.2. CRITERIOS DE SELECCIÓN

En cuanto a los criterios técnicos de selección del sistema más adecuado, para acoplar una instalación solar a la convencional (energía auxiliar), las opciones son:

- A. Campo solar único con acumulación solar común acoplado a sistemas centralizados de ACS para el edificio.
- B. Campo solar único con acumulación solar común acoplado a sistemas distribuidos de ACS en cada vivienda del edificio.
- C. Campo solar único con acumulación solar distribuida acoplado a sistemas distribuidos de ACS en cada vivienda del edificio.

Es importante volver a señalar que la correcta selección y dimensionado de cada uno de los componentes de estas opciones influyen en el ahorro solar alcanzable.

En edificios con una única propiedad (hoteles, oficinas, viviendas unifamiliares, ...) las instalaciones de producción de ACS son centralizadas (opción A), suelen utilizar combustibles fósiles, y la manera de implementar el aprovechamiento solar pasa por esquemas del estilo del esbozado en la figura 2.24.

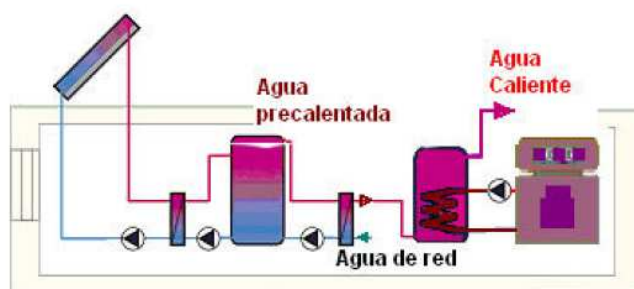


Figura 2.24 Acoplamiento de la instalación solar con acumulación centralizada en serie con un sistema convencional con caldera centralizada. Acumulación solar en circuito de ACS (fuente: documentación técnica y comercial de Viessmann).

En viviendas unifamiliares la configuración usual suele ser la de la figura 2.25 con caldera de producción instantánea de ACS. La configuración solar suele ser de tipo termosifón (sin bomba de circulación, con el acumulador ubicado en el exterior y por encima del captador) o forzada (con bomba de circulación).

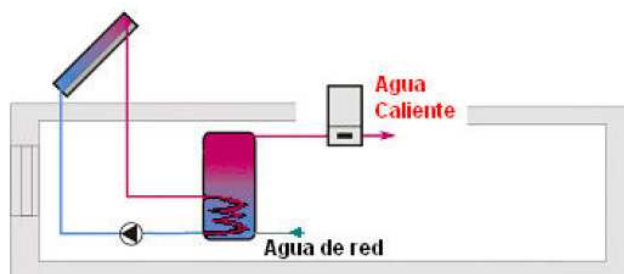


Figura 2.25 Sistema con acumulador solar y ACS convencional al paso (fuente: documentación técnica y comercial de Viessmann).



2.9. PROCEDIMIENTO DE VALIDACIÓN DEL PROYECTO

Las instalaciones solares térmicas incluidas en el ámbito de aplicación del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) deben ejecutarse sobre la base de una documentación técnica que, en función de su potencia térmica nominal, debe adoptar una de las siguientes modalidades:

- Cuando la potencia térmica nominal a instalar sea mayor que 70 kW, se requerirá la realización de un proyecto.
- Cuando la potencia térmica nominal a instalar sea mayor o igual que 5 kW y menor o igual que 70 kW, el proyecto podrá ser sustituido por una memoria técnica.
- No es necesaria la presentación de la documentación anterior para acreditar el cumplimiento reglamentario ante el órgano competente de la Comunidad Autónoma para las instalaciones de potencia térmica nominal menor que 5 kW y los sistemas solares consistentes en un único elemento prefabricado.

La potencia térmica nominal de la instalación solar se determinará a partir de la potencia nominal del equipo de energía auxiliar. En el caso de que no exista este equipo de energía auxiliar o cuando se trate de una reforma de la instalación térmica que únicamente incorpore energía solar, la potencia, a estos efectos, se determinará multiplicando la superficie de apertura de campo de los captadores solares instalados por $0,7 \text{ kW/m}^2$.

Cuando se precise proyecto, éste debe ser redactado y firmado por un técnico titulado competente y visado por el Colegio Profesional correspondiente. El proyectista será responsable de que el mismo se adapte a las exigencias del (RIT) y de cualquier otra reglamentación o normativa de aplicación a la instalación solar, como por ejemplo el (CTE).

Éste describirá la instalación en su totalidad, sus características generales y la forma de ejecución de la misma, con el detalle suficiente para que pueda valorarse e interpretarse de forma correcta durante su ejecución.

El proyecto de la instalación solar se desarrollará en forma de uno o varios proyectos específicos, o integrado en el proyecto general del edificio, y deberá ser presentado a la administración local correspondiente para la obtención de la licencia municipal de obras.

La instalación solar, al igual que el resto de instalaciones térmicas del edificio, deberán ser legalizadas delante de una entidad de inspección y control (EIC). Se presentarán los impresos normalizados ITE-1/08, ITE-2/08, ITE-3/08, ITE-4/08 e ITE-5/08 para la inscripción de la instalación en el registro correspondiente y para las oportunas comprobaciones posteriores.



3. MEMORIA

El objeto de la siguiente memoria es describir la solución adoptada y definir todos los aspectos técnicos de la instalación solar térmica que se pretende implementar en el edificio. Así pues, en los apartados siguientes se detallan las características del servicio que este proyecto pretende dar acceso, incluyendo sus elementos, configuración, materiales y procedimiento de instalación.

Cabe señalar que, para el dimensionado de la instalación se utilizará varios métodos, entre ellos la herramienta software de simulación TSOL. Esta herramienta permitirá realizar el cálculo de la cobertura solar, es decir su contribución de energía solar para cubrir las cargas térmicas del edificio, y demás aspectos energéticos en función del diseño que aquí se propone.

3.1. DATOS GENERALES

3.1.1. DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO

El edificio, objeto de este proyecto, es un hotel de 4 estrellas ubicado en el Paseo de la Habana, nº 73 (figura 3.1). La propiedad de la instalación, en la fecha que se redacta este proyecto, corresponde a:

Propietario: NH HOTELES ESPAÑA, S.L.

Ubicación instalación: Paseo La Habana nº 73, Madrid.

Uso: Ocio y hostelería

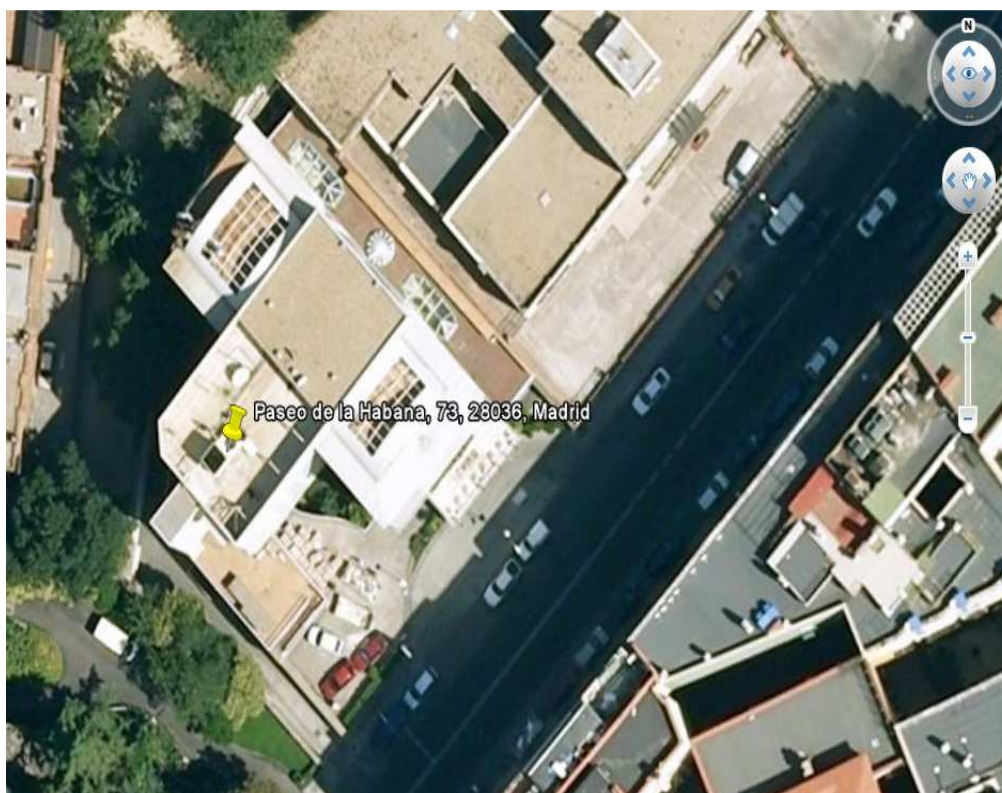


Figura 3.1 Foto satélite de la ubicación del edificio.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

El edificio está compuesto por 280 habitaciones divididas en 8 plantas. Además existe una planta baja de servicios comunes y una planta cubierta donde se ubican distintas salas técnicas. La planta sótano corresponde a los locales destinados a instalaciones, así como a uso de garaje.

3.1.2. LEGISLACIÓN VIGENTE PARA ENERGÍA SOLAR

La legislación vigente para instalaciones de energía solar térmica se recoge en las siguientes disposiciones:

Normativa de aplicación

- Real Decreto 1218/2002, de 22 de noviembre por el que se modifica el Real Decreto 1751/1998 de 31 de julio, por el que se aprobó el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) y sus Instrucciones Técnicas Complementarias (ITE) y se crea la Comisión Asesora para Instalaciones Térmicas de los Edificios. (RIT)
- Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de Edificación (CTE). Especialmente el documento básico HE 4 “Contribución solar mínima de agua caliente sanitaria”, el documento básico HS 4 en cuanto a la salubridad del suministro del agua, y la exigencia básica HE 2 “Rendimiento de la instalaciones térmicas” que establece que “Los edificios dispondrán de instalaciones térmicas apropiadas destinadas a proporcionar el bienestar térmico de sus ocupantes, regulando el rendimiento de las mismas y de sus equipos. Esta exigencia se desarrolla actualmente en el vigente Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, RITE, y su aplicación quedará definida en el proyecto del edificio”. (CTE)
- Ordenanzas municipales reguladoras sobre captación de energía solar para usos térmicos de distintos ayuntamientos y localidades españolas.
- Real Decreto 891/1980 de 14 de abril del Ministerio de Industria y Energía, sobre homologación de los paneles solares y Orden de 20 julio de 1980 por las que se aprueban las Normas e Instrucciones Técnicas Complementarias para la homologación de captadores solares. (HOM)
- Reglamento de Aparatos a Presión 1244/79, Instrucción Técnica complementaria MIE-AP11. Reglamento de Recipientes a Presión (RAP). (RAP)

Normativa de consulta

- Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura (PETREV- enero 2009), redactado por el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). (IDA)
- UNE-EN 12975 Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares. [EN5]



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

- UNE-EN 12977 partes 1 al 5. (EN7)
- UNE-EN 94002:2005 (EN2)
- UNE-EN 13203 (EN1)
- UNE 100155:1988 IN Climatización. Cálculos de vasos de expansión. (EN8)
- UNE 100171:1989 IN Climatización. Aislamiento térmico. Materiales y colocación. (EN9)
- UNE-EN-ISO 9488:2001 Energía solar. Vocabulario
- DIN 4757 Norma técnica partes 1, 2, 3 y 4. (DIN)
- UNE 123001 y UNE-EN 13384-1 Chimeneas. Cálculo y diseño. (EN10)

3.2. DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

En la selección del sistema idóneo para el acoplamiento de la instalación solar con la caldera central, objeto de este proyecto, se han de mantener los requisitos generales de acoplamiento solar a cualquier sistema convencional de producción de ACS. De manera que, la instalación solar se utilizará para precalentar el agua de red y la caldera central completará el salto térmico requerido en caso de que el calentamiento solar no sea suficiente.

El sistema solar escogido para el presente proyecto es el de una instalación con campo de solar único y acumulación solar común acoplada al sistema centralizado de ACS existente, mediante un circuito hidráulico su configuración se muestra en el plano 7.2 (esquema de principio reformado).

3.2.1. FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA SOLAR

En esta configuración los captadores solares transfieren su calor al acumulador solar mediante un intercambiador de placas interno. El agua precalentada procedente del acumulador solar se transporta al acumulador convencional mediante un circuito hidráulico, y a partir de aquí se distribuye a los puntos de consumo mediante un circuito de distribución con recirculación, a fin de lograr que esté disponible cuando se produzca el consumo.

La obtención del ACS se efectúa mediante el intercambio de calor producido por un intercambiador de placas ubicado en la sala de máquinas, para posteriormente ser almacenado en el acumulador convencional y desde allí ser distribuido a todos los puntos de consumo.

El ACS, si es necesario, se terminará de calentar mediante la caldera central instalada en la sala de máquinas conectada en serie con el intercambiador de calor. Para evitar escaldaduras, la caldera instalada será modulante para ser capaz de regular su potencia y así mantener la temperatura de salida constante.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

La separación de los circuitos de generación de calor y de consumo hace que este esquema sea intrínsecamente seguro contra la legionelosis, facilitándose además, el mantenimiento de la instalación solar y de las calderas, pues en caso de que la instalación solar necesite mantenimiento, no se precisa cortar o desviar el suministro de ACS para que las calderas tengan alimentación de agua.

El circuito de distribución es existente y fue realizado de acuerdo con la normativa vigente en el momento de su construcción. Su diseño no es de aplicación en este proyecto.

Cabe mencionar que, como en todo sistema de energía solar con acumulación comunitaria, los usuarios que requieran de ACS al mediodía o por la tarde se beneficiarán más del ahorro solar que los que lo requieran por la noche o a primera hora de la mañana, ya que en esas condiciones puede que el acumulador solar se haya descargado como consecuencia de los consumos del resto de usuarios.

3.3. DEMANDA DE ENERGÍA TÉRMICA

Este punto es de suma importancia puesto que una mala estimación de las necesidades energéticas provocará un mal dimensionado y por tanto, una menor eficiencia de la instalación. Se trata de encontrar un equilibrio entre la mayor sustitución de energía auxiliar posible y el control de la sobreproducción en los meses de mayor irradiación, cumpliendo así con la normativa.

El cálculo resultante de este apartado definirá el total de energía que hará falta para calentar el ACS necesario diariamente, mensualmente y anualmente en la edificación. Partiendo de estos datos, se dimensionará el sistema de energía solar para que cubra una fracción porcentual (cobertura solar) de esta demanda energética igual o superior a la exigida por la normativa.

Los factores que influyen en el cálculo de la demanda de energía térmica para producción de ACS son:

- La temperatura de uso del ACS.
- La temperatura de entrada de agua fría de la red.
- La demanda de ACS.

3.3.1. TEMPERATURA DE USO

El valor de consumo de agua va asociado a una determinada temperatura de uso. Con objeto de satisfacer las necesidades energéticas de los usuarios, reducir el riesgo de escaldaduras de estos y disminuir el consumo de energía térmica, la temperatura del agua caliente en los puntos de consumo ha de ser muy similar a la temperatura de uso.

En este proyecto no se considerará como temperatura media de uso 60°C, tal y como indica la normativa, pues es una temperatura demasiado alta y puede originar escaldaduras en el usuario. En vez de este valor, se tomará una temperatura de 50°C con objeto de referir todos los datos de consumo a esta única temperatura a efectos de cálculo.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

No se incumplirá la normativa pues, se adaptará la demanda de ACS a la nueva temperatura con el procedimiento que se indica en (CTE) (véase apartado 3.3.3, expresión (2)).

3.3.2. TEMPERATURA DE ENTRADA DE AGUA FRÍA

Debido a que no se dispone de una certificación por parte de la entidad suministradora de agua potable de los datos de temperatura del agua fría en la red de distribución en los diferentes meses del año, se cogerán como valores los suministrados por (EN2). En este caso en concreto, para la provincia de Madrid, corresponden a los de la tabla 3.1.

Provincia	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC	AÑO
Madrid	8,6	8,1	8,9	11	13,7	16,4	18,3	18,9	18,1	16	13,2	10,5	13,5

Tabla 3.1 Temperatura media del agua fría de la red general, en °C (fuente (EN2)).

3.3.3. CÁLCULO DE LA DEMANDA DE ACS

Una vez conocidos la temperatura de uso y de entrada de agua fría que van a afectar en el dimensionado de nuestra instalación, procederemos al cálculo de la estimación del consumo mensual de agua caliente sanitaria de nuestro hotel para cada uno de los meses del año.

Para calcular el consumo de ACS se pueden seguir dos métodos, si el edificio en el que se realiza la instalación ya es existente se pueden tomar datos del consumo medio de otros años y aplicarlos al estudio. El problema, sin embargo, es que estas necesidades pueden variar bastante si cambian los inquilinos o éstos cambian de hábitos. Si el edificio es nuevo o se quiere realizar un cálculo genérico se pueden utilizar las tablas de consumo previsto en función del número de camas previstas que se indica en (CTE).

En nuestro caso, no se ha tenido acceso a los datos de consumo del edificio y el estudio se realizará de manera genérica partiendo de los siguientes datos:

- N° de camas: 280
- % ocupación: será del 100% para todo el año.
- Consumo diario: el establecido por la sección (CTE) (70 l / cama) para hotel de 4 estrellas.

En la tabla 3.2 aportada por (CTE) se define los consumos unitarios en l/día en función del uso al que esté destinada la instalación, para una temperatura de preparación de 60°.

Criterio de demanda	Litros ACS/día	Por
Viviendas unifamiliares	30	Persona
Viviendas multifamiliares	22	Persona
Hospitales y clínicas	55	Cama
Hotel ****	70	Cama
Hotel ***	55	Cama
Hotel/Hostal **	40	Cama

Tabla 3.2 Demanda de referencia a 60 °C, en l/día (fuente (CTE)).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

El cálculo se ha hecho en base a una temperatura de uso de 60°C. Para encontrar su equivalencia a 45°C, temperatura considerada en este proyecto, se recurrirá al procedimiento que se indica en (CTE):

$$D(T) = \sum_{i=1}^{12} D_i(T) \quad (1)$$

$$D_i(T) = D_i(60^\circ\text{C}) \cdot \left(\frac{60 - T_i}{T - T_i} \right) \quad (2)$$

donde:

- $D(T)$ es la demanda de ACS anual a la temperatura T elegida en litros.
 $D_i(T)$: es la demanda de ACS para el mes i a la temperatura T elegida en litros.
 $D_i(60^\circ\text{C})$: es la demanda de ACS para el mes i a la temperatura de 60 °C.
 T : Temperatura del acumulador final en °C.
 T_i : Temperatura media del agua fría en el mes i en °C.

Teniendo en cuenta un perfil de consumo mensual del tipo "*Demanda constante anual*", los valores mensuales de consumo de A.C.S. en el edificio son los que se indican en la tabla 3.3:

Mes	Consumo ACS (litros/mes) a 45°C
Enero	857984,62
Febrero	771889,43
Marzo	860065,37
Abril	847411,76
Mayo	898782,11
Junio	896391,61
Julio	948948,31
Agosto	956795,40
Septiembre	915881,04
Octubre	921875,86
Noviembre	865358,49
Diciembre	871773,91

Tabla 3.3 Consumo mensual en litros a la temperatura de 45°C.

Por tanto, se obtiene a partir de (1) una demanda de ACS anual a 45°C de:

$$D(T) \approx 10613 \text{ m}^3$$

Y diaria de:

$$D_{diaria}(T) = \frac{10613 \text{ m}^3}{365} \approx 29.08 \text{ m}^3$$



3.3.4. CÁLCULO DE LA DEMANDA DE ENERGÉTICA

Una vez calculada la demanda de ACS se puede proceder al cálculo de la energía necesaria para obtener dicha cantidad de agua caliente a la temperatura de uso de 45°C a través de la siguiente expresión:

$$E = V \cdot (T_{imp} - T_{ret}) \cdot C_e \cdot \rho \quad (1)$$

donde:

E es la energía térmica en el intervalo de tiempo dado, en kcal (1 kWh=860 kcal)

m es la masa en el intervalo de tiempo dado, en l

C_e es el calor específico del fluido, en kcal/(l·°C) (aproximadamente igual a 1)

T_{imp} es la temperatura de impulsión solar en el intervalo de tiempo dado, en °C

T_{ret} es la temperatura de retorno solar en el intervalo de tiempo dado, en °C

En la tabla 3.4 se muestra la demanda energética mensual:

Mes	Demanda de ACS (kWh/mes)
Enero	36321,23
Febrero	33125,40
Marzo	36109,24
Abril	33508,36
Mayo	32717,38
Junio	29815,60
Julio	29466,84
Agosto	29042,85
Septiembre	28653,06
Octubre	31092,11
Noviembre	32003,90
Diciembre	34978,62
Anual	386834,59

Tabla 3.4 Demanda energética mensual en kWh.

La gráfica que muestra los resultados obtenidos en la tabla 3.4 se indica en la figura 3.2, obteniendo una demanda energética anual de $DE_{ANUAL} = 386835 \text{ kWh/año}$.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

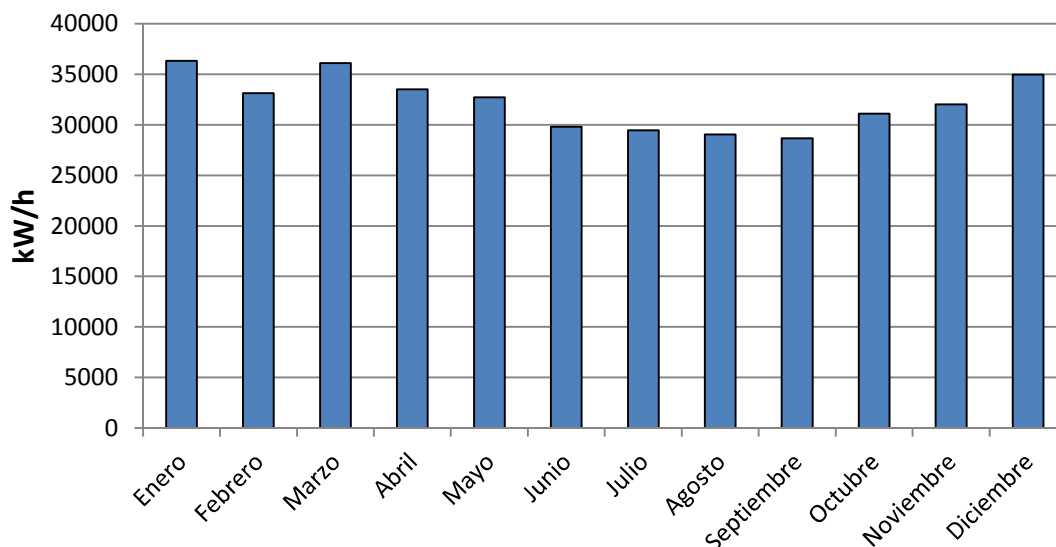


Figura 3.2 Representación gráfica de demanda energética anual en kW/h.

3.4. ENERGÍA PROCEDENTE DEL SOL

Una vez evaluada la necesidad energética es necesario conocer la cantidad de energía solar que nos aportará el sol, para poder conocer la cobertura solar generada frente a nuestra demanda.

La cobertura solar mínima anual varía dependiendo de la zona climática y de los diferentes niveles de demanda de A.C.S a una temperatura de referencia de 60°C. Esta contribución mínima solar está tabulada en el [CTE] según se indica en la tabla 3.5:

Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-5.000	30	30	50	60	70
5.000-6.000	30	30	55	65	70
6.000-7.000	30	35	61	70	70
7.000-8.000	30	45	63	70	70
8.000-9.000	30	52	65	70	70
9.000-10.000	30	55	70	70	70
10.000-12.500	30	65	70	70	70
12.500-15.000	30	70	70	70	70
15.000-17.500	35	70	70	70	70
17.500-20.000	45	70	70	70	70
> 20.000	52	70	70	70	70

Tabla 3.5 Contribución solar mínima en % (fuente (CTE)).

La población en la que se encuentra el edificio objeto de este proyecto pertenece a la zona climática IV. Teniendo en cuenta que, la demanda total de ACS por día está comprendida entre 17500 litros y 20000 litros a una temperatura de uso de 60°C, y que el sistema de energía auxiliar del que está dotado el edificio será gas natural, la energía mínima a aportar por la energía solar, es decir la cobertura solar, debe ser del 70 % respecto a la demanda energética total.

3.4.1. RADIACIÓN SOLAR MEDIA

Es la cantidad de energía por unidad de superficie. En la figura 3.3 se evalúa la radiación media diaria que recogería el captador si estuviera en el suelo.



Figura 3.3 Radiación media solar española (fuente (CTE)).

El Hotel, objeto de este proyecto, se encuentra en la localidad de Madrid correspondiente a la Zona IV, esto supone que nuestra radiación está comprendida entre los 15,6 MJ/m² y los 18 MJ/m².

Es cierto que estos valores no siempre son fijos, sino que hay factores externos que afectan al valor total y es necesario hacer una corrección.

3.4.2. RADIACIÓN SOLAR SOBRE SUPERFICIE INCLINADA

La radiación incidente sobre la superficie inclinada del plano de los captadores H , es la energía total teórica que se puede esperar que incida en un día medio del mes considerado, por cada metro cuadrado de captador, sin tener en cuenta su rendimiento.

Los datos de radiación solar que se producen para una inclinación de 45° son los suministrados por (EN2). En este caso en concreto, para la provincia de Madrid, corresponden a la tabla 3.6:

Provincia	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC	AÑO
Madrid	3,14	3,84	4,55	4,94	5,50	5,87	6,52	6,46	5,55	4,48	3,34	2,80	4,75

Tabla 3.6 Radiación solar sobre superficie inclinada, en kWh/m² (fuente (EN2)).

3.5. ESTUDIO TÉCNICO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN SOLAR

3.5.1. SUBSISTEMA DE CAPTACIÓN

En este proyecto se hará uso de un modelo de captador plano debido a que cumple con las siguientes características:

- Elevada durabilidad.
- Facilidad de montaje (en tejado, integrado en la cubierta, en fachada, etc.).
- Buena relación calidad/precio en comparación con otros captadores.
- Comportamiento adecuado a las temperaturas de aplicación (calentamiento de ACS) a la que está destinada este sistema solar.
- Coste inferior a otros captadores más complejos como el de tubo de vacío.

Tal como se indica en (CTE), el captador seleccionado deberá poseer la certificación emitida por el organismo competente en la materia según lo regulado en (HOM).

Los captadores que integren la instalación serán del mismo modelo, tanto por criterios energéticos como por criterios constructivos, según (CTE).

Los captadores tendrán un coeficiente global de pérdidas, referido a la curva de rendimiento en función de la temperatura ambiente y la temperatura en el captador, menor de $10 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$, según los coeficientes definidos en la normativa vigor (CTE).

En nuestro caso el número de captadores estará limitado a 22, distribuidos de manera uniforme sobre la azotea del hotel, no pudiéndose instalar más debido a la falta de espacio (*Ver plano 3.7 Planta azotea esquema hidráulico*).

3.5.1.1 Especificaciones técnicas del modelo de captador a utilizar

El captador seleccionado para el presente proyecto cumple con las especificaciones técnicas mencionadas por el CTE. El modelo es el *VITOSOL 200-F* de la casa *Viessmann* (figura 3.4), cuya calidad está certificada por el Ministerio de Industria.

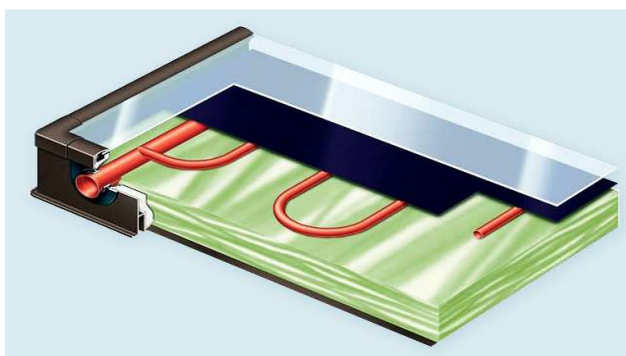


Figura 3.4 Captador VITOSOL 200-F (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Las especificaciones técnicas del modelo, extraídas del ensayo suministrado por Viessmann son:

Rendimiento óptico	$\eta_0=79,5\%$
Pérdidas caloríficas	$a_1=3,95 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ $a_2=0,0122 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^2)$
Capacidad calorífica	$C=6,4 \text{ kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
Superficie del captador	Superficie de apertura $2,33 \text{ m}^2$ Superficie bruta $2,51 \text{ m}^2$

En la figura 3.5 se muestra la curva de rendimiento para este captador en función de $T_m - T_a$, con una irradiancia de $800 \text{ W}/\text{m}^2$:

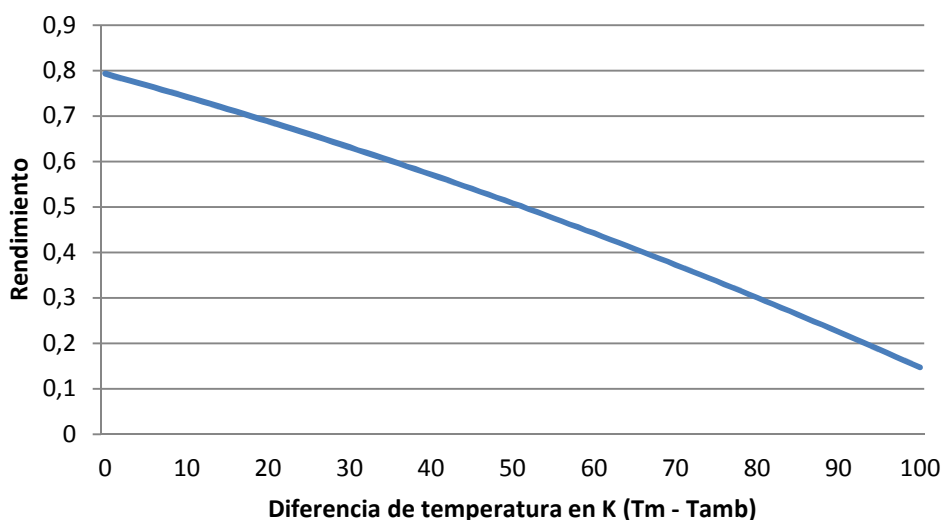


Figura 3.5 Curva de rendimiento del VITOSOL 200-F.

3.5.1.2 Cálculo de la energía solar captada

El dimensionado de la superficie de captadores necesaria se realiza mediante métodos de cálculo o programas informáticos diseñados específicamente para esta tarea. En el Pliego de Condiciones Técnicas de instalaciones a baja temperatura del IDAE se especifica que se puede utilizar el método de cálculo que se encuentre más adecuado siempre que se haga en base mensual.

Para analizar más correctamente la exactitud de los métodos y poder ajustar a nuestro caso el que a priori parezca más exacto, se realizarán los cálculos a través de tres métodos diferentes:

- Método de cálculo recomendado por *Censolar*.
- Método de cálculo recomendado por el *Idae* (*F-Chart*).
- Método de simulación dinámica a través del programa *T-Sol*.



3.5.1.2.1 Método de cálculo recomendado por Censolar

Es el método más simple, en referencia a la complejidad de los cálculos realizados, de los explicados en este proyecto y a priori el más inexacto, aunque utiliza factores de corrección asociados a pérdidas tanto en el sistema de captación como en la instalación solar que hace que los resultados se ajusten más a la realidad.

A continuación, y a lo largo de este apartado, se detalla el procedimiento de cálculo para la determinación de la energía disponible procedente del sol.

Radiación solar efectiva.

A través de los datos de radiación solar sobre superficie inclinada (Tabla 3.6) obtendremos la radiación solar efectiva, también conocida como energía útil, ésta es la energía que verdaderamente llega al captador, teniendo en cuenta la inclinación de éste y no su rendimiento.

Utilizaremos dos factores de corrección, indicados en *Censolar*, asociados a la calidad del aire y a la efectividad de la radiación a lo largo del día.

En función de la calidad del aire se aplicará un factor de corrección K' en la radiación solar. La calidad del aire se evalúa mediante datos aportados por el Instituto Nacional de Meteorología y su valor varía entre 0'95 y 1'05 según se indica a continuación:

$$0,95 < K' < 1,05$$

Se multiplicará por 0'95 si el aire donde se va a disponer el captador está compuesto de mucha polución, o si por el contrario es un aire limpio la corrección de la radiación se hará multiplicando por 1'05. En nuestro caso, Madrid es una ciudad en la que la polución está presente todos los días, por ello aplicaremos una corrección de 0,95.

En función de la efectividad de radiación, se debe aplicar una reducción del 6%. Este término 0,94 permite hablar de radiación efectiva debido a que a primera hora de la mañana y a última hora de la tarde la intensidad de radiación es menor que al mediodía solar y en ocasiones se compensaría la intensidad por las pérdidas generadas.

Para el cálculo de la radiación solar efectiva, o energía incidente útil, utilizaremos la siguiente expresión:

$$E_u = K' \cdot 0,94 \cdot H \quad (2)$$

donde:

- E_u : es la energía útil captada en $kW \cdot h/m^2$.
6%: es la reducción radiación global 0,94
 H : es la indicada en la tabla 3.5 en $kW \cdot h/m^2$.
 K' : es la reducción en función de la calidad del aire.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEPT	OCT	NOV	DIC	AÑO
Energía solar útil	2,80	3,43	4,07	4,41	4,91	5,24	5,82	5,77	4,96	4,00	2,98	2,50	4,24

Tabla 3.7 Energía solar incidente útil, en $kW \cdot h/m^2$.

Rendimiento del captador.

El rendimiento de un captador es la relación entre la energía útil aportada por el fluido caloportador y la energía solar incidente sobre la cubierta del mismo. Su ecuación es aportada por el fabricante cuyos términos vienen definidos en función del material con el que está construido y su comportamiento frente a la radiación solar incidente.

La ecuación general del rendimiento de un captador, mostrada en el apartado 2.2.3.1, es la que se indica a continuación:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{(T_m - T_a)}{E_g} - a_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{E_g} \quad (3)$$

donde:

- η : es el rendimiento del captador en %.
- η_0 : es el rendimiento óptico en %.
- a_1 : es el coeficiente lineal de pérdidas térmicas en $W/m^2 \cdot K$.
- a_2 : es el coeficiente cuadrático de pérdidas térmicas en $W/m^2 \cdot K$.
- T_a : es la temperatura ambiente en K .
- T_m : es la temperatura media del fluido caloportador en el absorbedor en K , para la cual el (IDAE) propone dos opciones:

- Escoger un valor constante a lo largo de todo el año, generalmente el mismo que el fijado para el agua de consumo ($45^\circ C$)
- Escoger valores diferentes para cada época del año, más baja para el invierno ($35^\circ C$) y más alta para el verano ($45^\circ C$).

Al querer una instalación solar optimizada en la época de más frío se escogerá la segunda opción, ya que la primera introduce un error en el rendimiento invernal.

E_g : es la irradiancia en W/m^2 , calculado con la siguiente ecuación:

$$E_g = \frac{E_u}{h} \quad (4)$$

siendo:

- E_u : es la energía útil captada en $kW \cdot h/m^2 \cdot día$ (Tabla 3.6).
- h : es el número de horas de sol útiles en horas.

Los resultados obtenidos, a partir de la expresión (3), para cada mes se muestran en la tabla 3.8:



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Mes	Horas de sol	Irradiancia
Enero	8	350,18
Febrero	9	381,19
Marzo	9	451,95
Abril	9,5	464,01
Mayo	9,5	516,54
Junio	9,5	551,36
Julio	9,5	612,66
Agosto	9,5	606,87
Septiembre	9	550,89
Octubre	9	444,95
Noviembre	8	372,52
Diciembre	7,5	333,36

Tabla 3.8 Horas de sol útiles en España (fuente: IDAE).
Irradiancia solar en $W/m^2 \cdot día$.

Si se sustituyen los valores característicos de nuestro captador (apartado 3.5.1.1) en la expresión (2) la ecuación del rendimiento será la que se indica a continuación:

$$\eta = 0,793 - 3,95 \frac{\Delta T}{E_g} - 0,0122 \frac{\Delta T^2}{E_g}$$

Se observa que el término a_2 es sumamente inferior si lo comparamos con a_1 , por lo tanto lo desecharemos del cálculo ya que la ausencia de este coeficiente no afectará al resultado final.

El rendimiento de nuestro captador será el indicado en la tabla 3.9:

Mes	Rendimiento
Enero	0,45
Febrero	0,50
Marzo	0,57
Abril	0,51
Mayo	0,58
Junio	0,63
Julio	0,68
Agosto	0,66
Septiembre	0,61
Octubre	0,61
Noviembre	0,53
Diciembre	0,45

Tabla 3.9 Rendimiento del captador Vitosol 200-F en %.

Aporte de energía solar.

Corresponde a la energía captada por los colectores teniendo en cuenta su rendimiento, según el (IDAE) los rendimientos de instalaciones debido a las diferentes dispersiones



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

de calor que se puede producir a lo largo de todo el circuito, recomienda aplicar pérdidas que oscilan entre el 5% y el 20%.

En este proyecto se han estimado unas pérdidas en torno al 10%, generadas en todos los elementos de la instalación, debidas fundamentalmente al aislamiento.

A partir de los resultados obtenidos de la expresiones (3) y (4), se calculará el aporte de energía solar por día en (5):

$$E_a = 0,9 \cdot \eta \cdot E_u \quad (5)$$

Siendo:

E_a : Aporte de energía solar en $kWh/m^2 \cdot día$.

η : Rendimiento del captador en %.

E_u : Energía útil en $kWh/m^2 \cdot día$ (Tabla 3.6).

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 3.10, en la que se disponen los resultados por día y mes:

Mes	Energía solar captada por día	Energía solar captada por mes
Enero	1,15	35,53
Febrero	1,55	43,47
Marzo	2,10	65,20
Abril	2,03	60,95
Mayo	2,56	79,25
Junio	2,96	88,85
Julio	3,55	109,93
Agosto	3,44	106,61
Septiembre	2,74	82,16
Octubre	2,19	67,77
Noviembre	1,42	42,48
Diciembre	1,01	31,35
Anual		813,15

Tabla 3.10 Energía solar captada por día y mes en kWh/m^2 .

Cobertura solar anual.

La hipótesis de cálculo de este método es que la superficie disponible óptima surge de igualar el volumen energético anual consumido, con el volumen energético anual aportado, aunque exista desfase entre ambos (sobrepoducción en verano, falta en invierno).

Por tanto, la superficie colectora surge de dividir las necesidades energéticas totales entre la energía neta disponible.

$$S_{capt} = \frac{E_{anual} \cdot Cobertura\ solar}{E_a\ anual} \quad (6)$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

donde:

S_{capt} : Superficie de captación en m^2 .
 E_{anual} : Demanda energética anual en Kwh .
 $E_{a\ anual}$: Energía solar captada anual en Kwh/m^2 .

Según la normativa vigente [CTE] la cobertura solar mínima es del 70%, lo que supone instalar una superficie de captación de $333\ m^2$ repartidos en 144 placas solares modelo VITOSOL 200-F. Esta opción es inviable y como ya se comentó en el apartado 3.5.1 el número de placas solares instaladas es de 22, conformando una superficie total de captación de $51'26\ m^2$.

A partir de los resultados obtenidos de la expresiones (1) y (5), se calculará la cobertura solar anual, previamente despejada de la expresión (6):

$$Cobertura\ solar = \frac{S_{capt} \cdot E_{a\ anual}}{E_{anual}} \cdot 100 = 10,78\ \%$$

En la figura 3.6 se muestra el balance energético de la instalación solar según el método recomendado por Censolar:

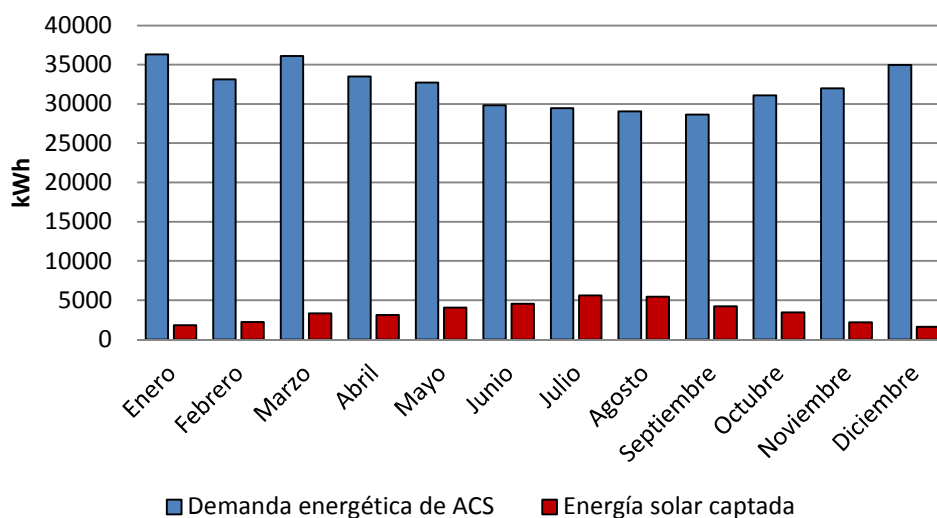


Figura 3.6 Balance energético de la instalación solar por el método Censolar.

3.5.1.2.2 Método de cálculo recomendado por IDAE (F-Chart)

El *F-Chart* o método de las *Curvas F*, es un método que permite estimar la aportación energética de un sistema solar para producción de ACS ó ACS y calefacción en períodos de tiempo relativamente largos. Ha sido desarrollado desde 1974 por los profesores W.A. Beckman, S. A. Klein, y J.A. Duffie en el Laboratorio de Energía Solar de la Universidad de Madison en Wisconsin. En las instalaciones solares, los parámetros que influyen en el rendimiento del captador son muy variables, y suponer unas condiciones medias de funcionamiento supone asumir un riesgo elevado. A raíz de la simulación de numerosas instalaciones, a través de *TRNSYS*, y el posterior estudio de resultados se concluyó que, a pesar de que efectivamente las condiciones y por tanto el rendimiento de los captadores era



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

variable, el aporte energético de la instalación en períodos largos de tiempo (por ejemplo un mes), seguía una determinada correlación dependiente de dos parámetros adimensionales. Dicha correlación se expresa de forma gráfica en la figura 3.7:

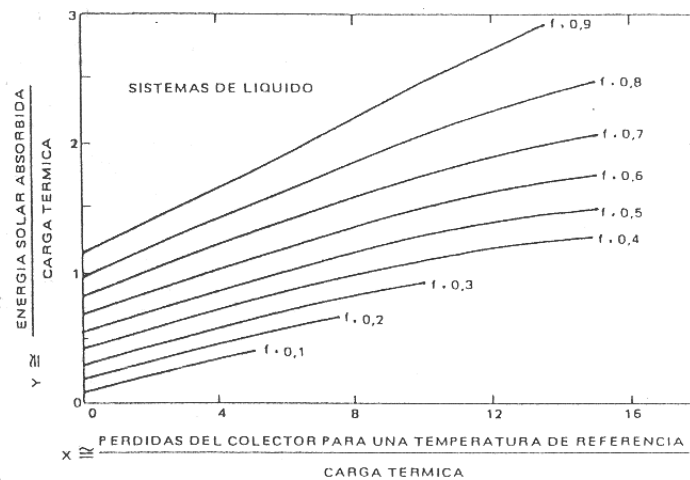


Figura 3.7 Curvas F (fuente: Curso Instalaciones de energía solar térmica, Emilio Carrasco).

Para aplicar el método f-Chart, uno de los parámetros necesarios para el cálculo es la superficie de captación solar, puesto que ésta es conocida no es necesario hacer una hipótesis de partida. También es imprescindible conocer la demanda energética y la radiación solar disponible (Tabla 3.5 y 3.6).

Cobertura solar anual.

El método f-Chart determina el porcentaje de la demanda energética mensual o fracción solar como relación entre dos magnitudes adimensionales D_1 y D_2 con la siguiente expresión:

$$f = 1'029 \cdot D_1 - 0'065 \cdot D_2 - 0'245 \cdot D_1^2 + 0'0018 \cdot D_2^2 + 0'0215 \cdot D_1^3$$

Siempre que:

$$0 < D_1 < 3 \quad \text{y} \quad 0 < D_2 < 18$$

El valor de f representa la relación entre la energía producida por el sistema solar térmico y la demanda energética relativa a la demanda de ACS por lo que:

$$Q_{\text{útil}} = Q_{\text{ACS}} \cdot f$$

El procedimiento realizado para un mes se operará para todos los meses del año, obteniendo el factor de cobertura anual con la siguiente expresión:

$$f = \frac{\sum_{i=1}^{12} Q_{\text{útil}}}{\sum_{i=1}^{12} Q_{\text{ACS}}}$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Calculo del parámetro D_1

El parámetro D_1 expresa la relación entre la energía absorbida por la placa del captador plano y la carga calorífica total del calentamiento durante un mes:

$$D_1 = \frac{\text{Energía absorbida por el captador}}{\text{Carga calorífica mensual}}$$

Donde la energía absorbida por el captador, durante un mes, viene dada por la expresión:

$$Q_a = Sc \cdot Fr'(\tau\alpha)_n \cdot R_I \cdot N$$

donde:

- Sc : Superficie del captador en m^2 .
 R_I : Radiación diaria media mensual incidente sobre la superficie de captación en kWh (Tabla 3.5).
 N : Número de días del mes.
 $Fr'(\tau\alpha)$: Factor adimensional, calculado con la siguiente expresión:

$$Fr'(\tau\alpha)_n = Fr(\tau\alpha)_n \cdot \left[\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} \right] \cdot \left(\frac{Fr'}{Fr} \right)$$

siendo:

- $Fr(\tau\alpha)_n$: Factor de eficiencia óptica del captador, es decir, ordenada en el origen de la curva de rendimiento del captador. En nuestro caso tomará un valor de 0'793 (Dato suministrado por el fabricante).
 $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$: Modificador del ángulo de incidencia. En general, se toma 0'96 para captadores con superficie transparente sencilla y 0'94 para captadores con superficie transparente doble. En nuestro caso 0'96.
 Fr'/Fr : Factor de corrección del conjunto captador-intercambiador. Se recomienda tomar un valor de 0'95.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

En la tabla 3.11 se muestran los resultados obtenidos del parámetro D_1 para cada mes:

Mes	Superficie	$Fr'(\tau\alpha)$	$R_1(kWh)$	N	$Q_a(kWh)$	$Q_{ACS}(kWh)$	D_1
Enero	51,26	0,723	3,14	31	3605,23	36321,23	0,099
Febrero	51,26	0,723	3,84	28	3987,81	33125,40	0,120
Marzo	51,26	0,723	4,55	31	5234,64	36109,24	0,145
Abril	51,26	0,723	4,94	30	5489,93	33508,35	0,164
Mayo	51,26	0,723	5,50	31	6315,12	32717,37	0,193
Junio	51,26	0,723	5,87	30	6523,41	29815,59	0,219
Julio	51,26	0,723	6,52	31	7490,35	29466,83	0,254
Agosto	51,26	0,723	6,46	31	7419,47	29042,85	0,255
Septiembre	51,26	0,723	5,55	30	6174,82	28653,06	0,216
Octubre	51,26	0,723	4,48	31	5153,64	31092,10	0,166
Noviembre	51,26	0,723	3,34	30	3711,54	32003,89	0,116
Diciembre	51,26	0,723	2,80	31	3217,59	34978,62	0,092

Tabla 3.11 Cálculo del parámetro D_1 .

Calculo del parámetro D_2

El parámetro D_2 expresa la relación entre pérdidas de energía en el captador, a una determinada temperatura, y la carga calorífica de calentamiento para un mes.

$$D_2 = \frac{\text{Energía perdida por el captador}}{\text{Carga calorífica mensual}}$$

La energía perdida por el captador viene dada por la siguiente expresión:

$$Q_p = Sc \cdot Fr' \cdot U_L \cdot (100 - t_a) \cdot \Delta t \cdot K_1 \cdot K_2$$

donde:

t_a : Temperatura ambiente media mensual en $^{\circ}C$.

Δt : Periodo de tiempo considerado en s.

$$Fr'U_L = Fr \cdot U_L \cdot \left(\frac{Fr'}{Fr} \right)$$

siendo:

$Fr \cdot U_L$: Coeficiente global de pérdidas del captador, es decir, pendiente de la curva de rendimiento del colector. ($3'95 \text{ W/m}^2 \cdot K$).

K_1 : Factor corrector por almacenamiento que se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$K_1 = \left[\frac{V}{75 \cdot Sc} \right]^{-0,25}$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

donde:

V: Volumen de acumulación solar en litros. En el [CTE] especifica que este volumen debe ser tal que cumpla la relación:

$$50 < \frac{V}{A} < 180$$

siendo:

A: Área del captador solar.

V: Volumen del depósito de acumulación solar.

Teniendo en cuenta que el área de captación solar asciende a $51'26 \text{ m}^2$, el volumen de acumulación solar escogido es de 3500 l . (Su cálculo es detallado en el apartado 3.5.3.2).

K_2 : Factor de corrección para A.C.S que relaciona las distintas temperaturas con la siguiente expresión:

$$K_2 = \frac{(11'6 + 1'18 \cdot t_{ACS} + 3'86 \cdot t_{AF} - 2'32 \cdot t_a)}{(100 - t_a)}$$

con:

T_{ACS} : Temperatura mínima del A.C.S $\rightarrow 45^\circ\text{C}$.

T_{AF} : Temperatura del agua de red.

En la tabla 3.12 se muestra el valor del parámetro D_2 para cada uno de los meses del año:

Mes	S(m ²)	Fr'U _l	T _m	T _{AC}	T _{red}	Δt (h)	K ₁	k ₂	N	Q _{ACS} (kWh)	Q _p (kWh)	D ₂
Enero	51,26	3,753	6,2	45	8,6	744	1,024	0,890	31	36321,23	12235,28	0,337
Febrero	51,26	3,753	7,3	45	8,1	672	1,024	0,853	28	33125,40	10458,12	0,316
Marzo	51,26	3,753	9,9	45	8,9	744	1,024	0,844	31	36109,24	11147,31	0,309
Abril	51,26	3,753	12,1	45	11,0	720	1,024	0,900	30	33508,36	11213,35	0,335
Mayo	51,26	3,753	16,1	45	13,7	744	1,024	0,956	31	32717,38	11754,44	0,359
Junio	51,26	3,753	20,5	45	16,4	720	1,024	1,012	30	29815,60	11405,61	0,383
Julio	51,26	3,753	24,4	45	18,3	744	1,024	1,041	31	29466,84	11534,68	0,391
Agosto	51,26	3,753	24,0	45	18,9	744	1,024	1,079	31	29042,85	12009,95	0,414
Septiembre	51,26	3,753	20,3	45	18,1	720	1,024	1,097	30	28653,06	12401,78	0,433
Octubre	51,26	3,753	14,7	45	16,0	744	1,024	1,083	31	31092,11	13531,01	0,435
Noviembre	51,26	3,753	9,2	45	13,2	720	1,024	1,039	30	32003,90	13371,29	0,418
Diciembre	51,26	3,753	6,5	45	10,5	744	1,024	0,964	31	34978,62	13207,81	0,378

Tabla 3.12 Cálculo del parámetro D_2 .



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Calculados los parámetros D_1 y D_2 , procederemos como habíamos comentado al principio de este apartado y calcularemos la fracción solar mensual a partir de la siguiente ecuación:

$$f = 1'029 \cdot D_1 - 0'065 \cdot D_2 - 0'245 \cdot D_1^2 + 0'0018 \cdot D_2^2 + 0'0215 \cdot D_1^3$$

Mes	D_1	D_2	f
Enero	0,099	0,337	0,078
Febrero	0,120	0,316	0,100
Marzo	0,145	0,309	0,124
Abril	0,164	0,335	0,141
Mayo	0,193	0,359	0,167
Junio	0,219	0,383	0,189
Julio	0,254	0,391	0,221
Agosto	0,255	0,414	0,221
Septiembre	0,216	0,433	0,183
Octubre	0,166	0,435	0,136
Noviembre	0,116	0,418	0,089
Diciembre	0,092	0,378	0,068

Tabla 3.13 Cálculo de la fracción solar mensual.

El siguiente paso es calcular la fracción solar anual a partir de las fracciones solares mensuales, para ello aplicaremos la siguiente ecuación mencionada anteriormente:

$$f = \frac{\sum_1^{12} Q_{\text{útil}}}{\sum_1^{12} Q_{\text{ACS}}}$$

donde:

$Q_{\text{útil}}$: Energía útil mensual aportada por la instalación solar para la producción de agua caliente sanitaria en $kW \cdot h$.

Q_{ACS} : Necesidades energéticas mensuales en $kW \cdot h$.

Por tanto,

$$Q_{\text{útil}} = f \cdot Q_{\text{ACS}}$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

En la siguiente tabla se muestra los valores de $Q_{\text{útil}}$ obtenidos:

Mes	f	Q_{ACS} (kWh)	$Q_{\text{útil}}$ (kWh)
Enero	0,078	36321,23	2835,0
Febrero	0,100	33125,40	3313,2
Marzo	0,124	36109,24	4484,5
Abril	0,141	33508,36	4709,8
Mayo	0,167	32717,38	5448,2
Junio	0,189	29815,60	5636,1
Julio	0,221	29466,84	6509,9
Agosto	0,221	29042,85	6409,0
Septiembre	0,183	28653,06	5237,6
Octubre	0,136	31092,11	4227,9
Noviembre	0,089	32003,90	2855,7
Diciembre	0,068	34978,62	2389,4

Tabla 3.14 Cálculo de la energía útil mensual.

Finalmente la fracción solar anual será:

$$f = \frac{\sum_1^{12} Q_{\text{útil}}}{\sum_1^{12} Q_{\text{ACS}}} = \frac{54056,4 \text{ kWh}}{386834,6 \text{ kWh}} = 0'1397$$

En consecuencia, en nuestra instalación obtendremos una fracción solar anual de:

$$f = 13'97 \%$$

En la figura 3.8 se muestra el balance energético de la instalación solar según el método recomendado por IDAE:

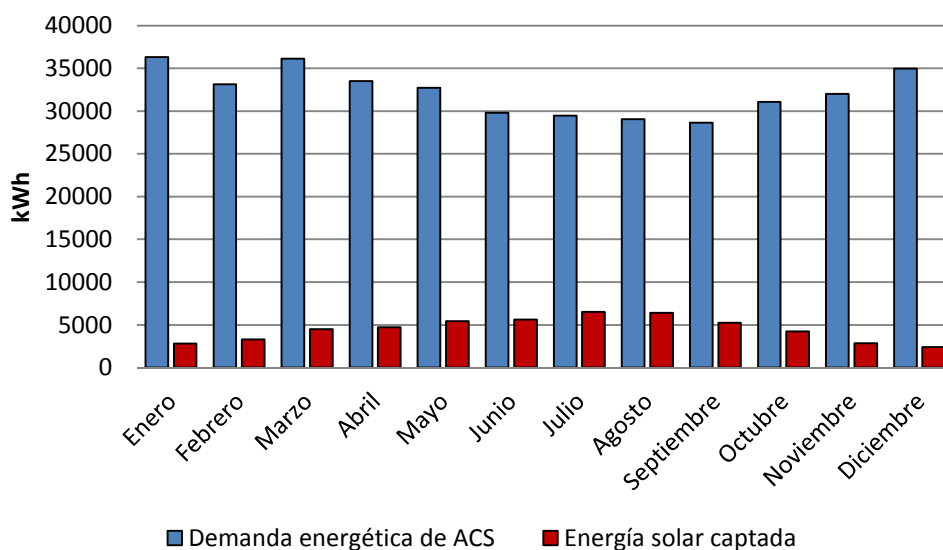


Figura 3.8 Balance energético de la instalación solar por el método IDAE.



3.5.1.2.3 Método de simulación dinámica a través del programa TSOL

Una de las diferencias principales entre los métodos de cálculo para el dimensionado de los equipos convencionales de producción de ACS y los equipos solares es que, mientras que el parámetro más importante en los sistemas convencionales es la potencia del sistema y ésta se calcula para un instante (aquél en el que las condiciones sean más desfavorables) en el que se obtiene el pico de la demanda, los sistemas de energía solar requieren para evitar su sobredimensionado el seleccionarlos teniendo en cuenta la demanda de todo el año. En ese sentido se necesita información a lo largo de todo el año tanto de los datos climáticos de la ubicación como de la propia demanda.

Es cuando se hace necesario un programa dinámico de simulación para planificar y proyectar la instalación de energía solar. Después de entrar parámetros como el consumo, la ubicación de la edificación, las características del captador a utilizar, las posibles sombras que se puedan proyectar en los captadores, la longitud de tuberías, etc., es posible seleccionar un sistema solar (como los vistos en el apartado 2.8) y realizar un dimensionado del campo de captadores para llegar a la cobertura de energía solar deseada.

La simulación de la instalación se realiza con pasos variables de tiempo medidos en minutos, horas, días o meses, eso dependerá del programa que se utilice. Cabe señalar que, cuanto más pequeñas sean estas variables de tiempo más efectiva será la simulación, y ésta dependerá directamente de las estadísticas meteorológicas del lugar y por puesto, de la configuración y parámetros que hayamos introducido.

Entre los programas de simulación para el cálculo solar, las diferencias fundamentales radican en el nivel de detalle de la información necesaria para introducir los parámetros de partida y en el nivel de detalle de los resultados. Cuanto más completo es el programa, mayor flexibilidad permite en las configuraciones de los sistemas solares que puede simular y suministra más información en los resultados, permitiendo comparar de una manera más precisa las distintas alternativas tanto de configuraciones de sistemas como de comportamiento de los diferentes elementos que componen la instalación. La problemática asociada a los programas más detallados y sofisticados está en, ser capaces de suministrarles información de entrada suficiente y de calidad, y evitar los errores de manejo que pueden provocar resultados erróneos si el usuario no tiene un conocimiento adecuado.

En la tabla 3.15 se muestran tres programas de simulación comerciales, con tres niveles de sofisticación diferentes, donde se comparan sus ventajas e inconvenientes.

Para el proyecto a realizar se ha escogido, como herramienta software de simulación, el programa TSOL puesto que sólo se ha tenido acceso a éste. Debido a su gran flexibilidad, a la vez que contempla la estratificación del acumulador solar, el efecto del caudal en el rendimiento del sistema y las pérdidas térmicas en distribución, nos permite un estudio más fiable y detallado.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Programa	Ventajas	Inconvenientes	Comentarios
TSOL	<ul style="list-style-type: none"> -Discrimina entre un número amplio de configuraciones de esquemas con alternativas de control. -Contempla la estratificación de acumulador solar y el efecto del caudal en el rendimiento del sistema. -Trabaja con un perfil de consumo configurable a lo largo del día, mes y año. -Rápido en simulación. -Coste medio. 	<ul style="list-style-type: none"> -Complejidad en la entrada de datos, puesto que se tiene que adaptar el diseño de la instalación con los esquemas predeterminados que incluye. -El nivel de conocimiento para su uso es medio. 	Algunas de las configuraciones típicas en nuestro país no son directamente simulables, aunque se pueden aproximar
TRNSYS	<ul style="list-style-type: none"> -Libertad en configuración de esquemas y en la selección de modelos de simulación de cada componente. 	<ul style="list-style-type: none"> -Complejidad en la entrada de datos. -El nivel de conocimiento para su uso es alto. -Muy lento en ejecución. -Precio elevado. 	Empiezan a estar disponibles programas de simulación para las configuraciones típicas en nuestro país, obtenidos a partir de TRNSYS y de uso no tan complejo (TRANSOL.PRO 1.2).
TRANSOL 1.2	<ul style="list-style-type: none"> -Adapta la modelización detallada de TRNSYS a configuraciones cerradas para instalaciones solares con calderas distribuidas en multivivienda. -Modela adecuadamente la estratificación del acumulador solar y el efecto caudal en el rendimiento del sistema. -Coste medio. 	<ul style="list-style-type: none"> -Complejidad en la entrada de datos: valores horarios. -Lento en ejecución. -El nivel de conocimiento para su uso es medio. 	Pensado para las configuraciones típicas en nuestro país con calderas murales o termos eléctricos.

Tabla 3.15 Ventajas e inconvenientes de programas de simulación solar (fuente: Documentación interna de Viessmann).

Configuración T-SOL.

Se mostrará a continuación y a lo largo de este apartado, como configurar el sistema solar en el programa T-SOL para obtener un informe energético en función de los parámetros introducidos.

Se seleccionará el esquema solar de los que dispone el programa que más se adecue a la instalación diseñada para este proyecto. Cabe señalar que, es muy importante configurar adecuadamente cada componente del esquema para que difiera en lo mínimo con la instalación solar a implementar.

En la figura 3.9 se muestra el sistema seleccionado. Cada uno de los datos introducidos en el programa relativos a cada componente, indicado en la figura, se detallará en los siguientes apartados de la memoria presente:

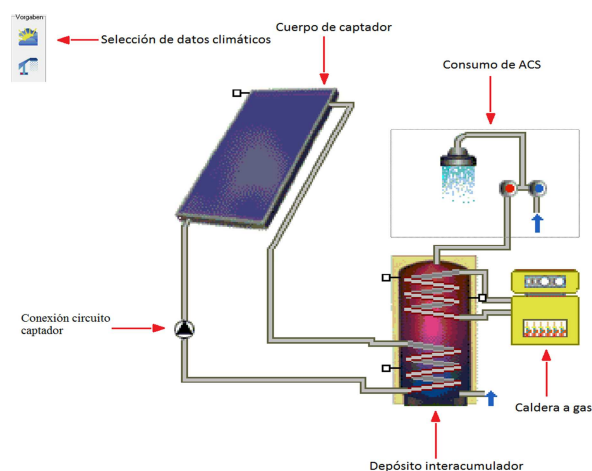
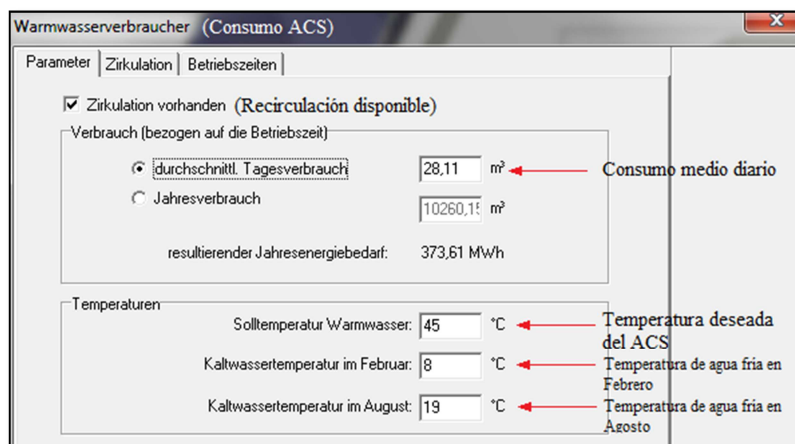


Figura 3.9 Sistema seleccionado en T-Sol para su configuración.

- Selección de datos climáticos: se cargarán los datos climáticos de la provincia de Madrid de los archivos que dispone el programa.
- Consumo de ACS: Se introducirá las temperaturas de entrada de agua fría, correspondientes a los meses de febrero y agosto, la temperatura deseada de uso y el consumo diario calculado, tal y como se muestra en la figura 3.11:



Warmwasserverbraucher (Consumo ACS)

Parameter | Zirkulation | Betriebszeiten

☒ Zirkulation vorhanden (Recirculación disponible)

Verbrauch (bezogen auf die Betriebszeit)

☒ durchschnittl. Tagesverbrauch: 28,11 m³ ← Consumo medio diario

☐ Jahresverbrauch: 10260,1 m³

resultierender Jahresenergiebedarf: 373,61 MWh

Temperaturen

Solltemperatur Warmwasser: 45 °C ← Temperatura deseada del ACS

Kaltwassertemperatur im Februar: 8 °C ← Temperatura de agua fría en Febrero

Kaltwassertemperatur im August: 19 °C ← Temperatura de agua fría en Agosto

Figura 3.10 Introducción de las variables de consumo ACS en T-SOL.

- Campo del captador: Se introducirán los parámetros (selección de captador, orientación e inclinación y tuberías) en *Campo del captador* de T-SOL para su posterior simulación, tal y como se muestra en las figuras 3.11, 3.12, 3.13 y 3.14:

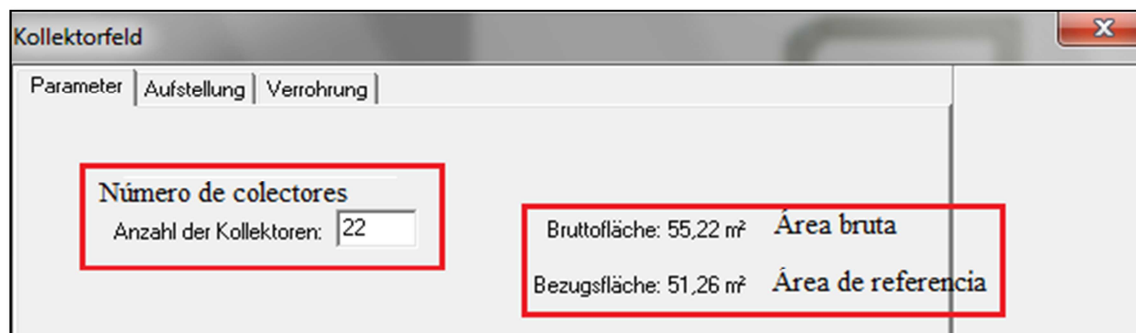


Figura 3.11 Introducción del número de captadores y área de captación en T-SOL.

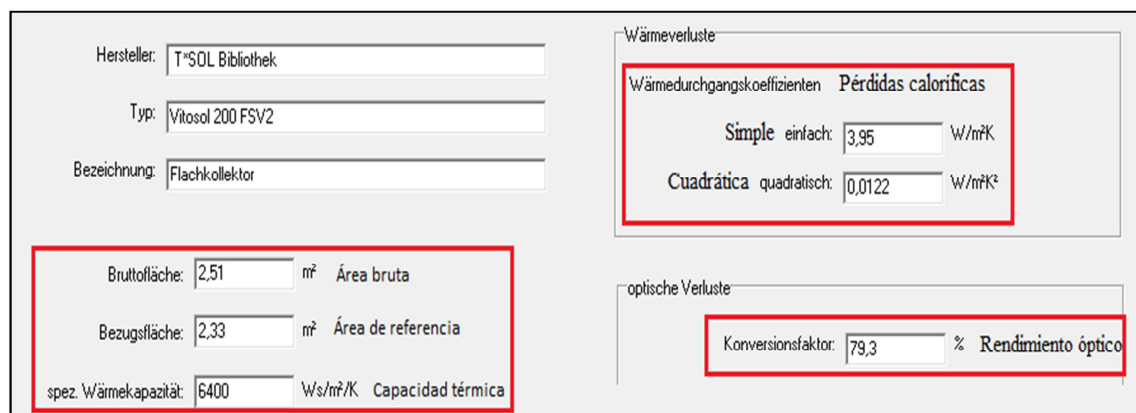


Figura 3.12 Introducción de parámetros del captador en T-SOL.

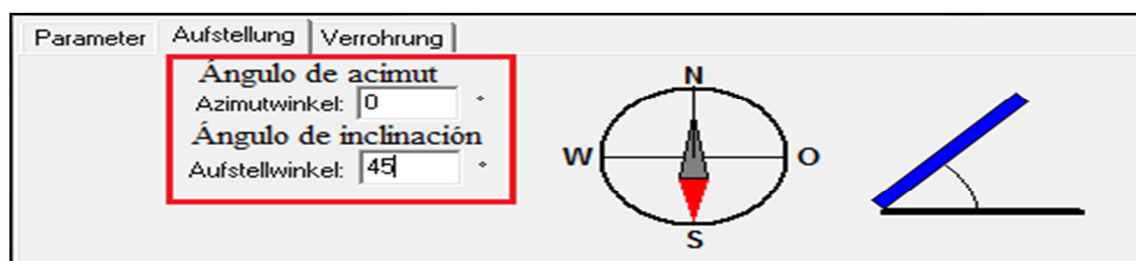


Figura 3.13 Introducción de la orientación e inclinación del captador en T-SOL.

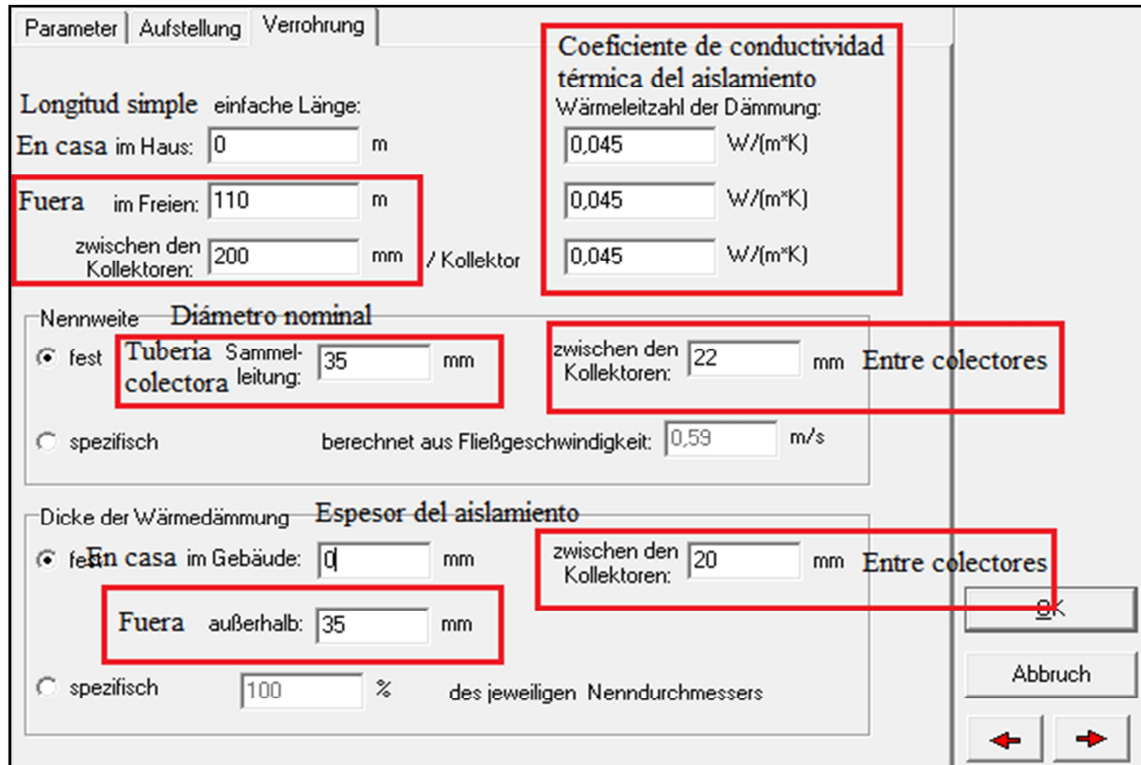


Figura 3.14 Introducción de longitud de tuberías en T-SOL.

- Conexión del circuito del captador: Se introducirán en *Conexión del circuito del captador* de T-SOL el tanto por ciento de la mezcla y el caudal unitario para el circuito primario:

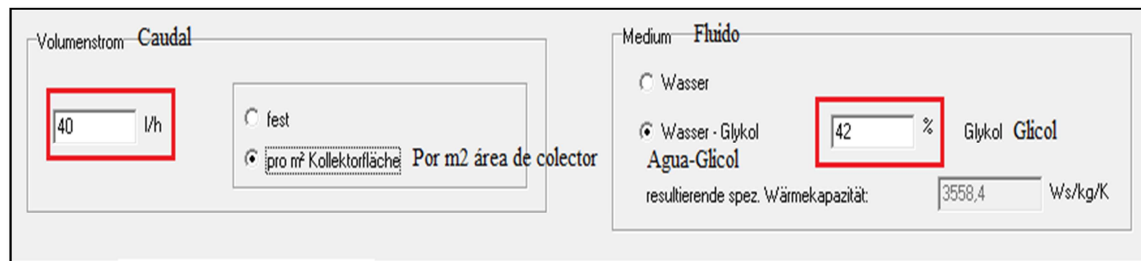
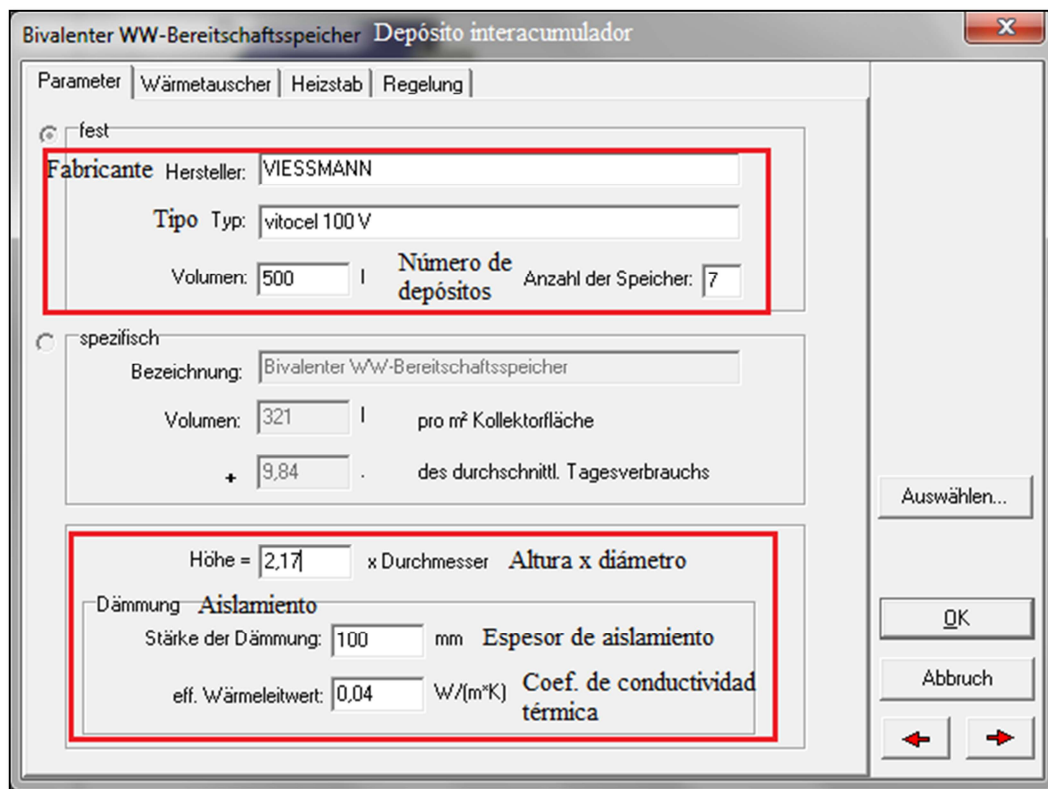


Figura 3.15 Introducción del caudal y la mezcla del fluido caloportador en T-SOL.

- Depósito interacumulador: Se introducirán los parámetros correspondientes a los interacumuladores en *Depósito interacumulador* de TSOL, tal y como se muestra en la figura 3.16:



Bivalenter WW-Bereitschaftsspeicher Depósito interacumulador

Parameter | Wärmetauscher | Heizstab | Regelung

☒ fest

Fabricante Hersteller: VISSMANN

Tipo Typ: vitocel 100 V

Volumen: 500 l Número de depósitos Anzahl der Speicher: 7

☐ spezifisch

Bezeichnung: Bivalenter WW-Bereitschaftsspeicher

Volumen: 321 l pro m² Kollektorfläche

+ 9,84 des durchschnittl. Tagesverbrauchs

Höhe = 2,17 x Durchmesser Altura x diámetro

Dämmung Aislamiento

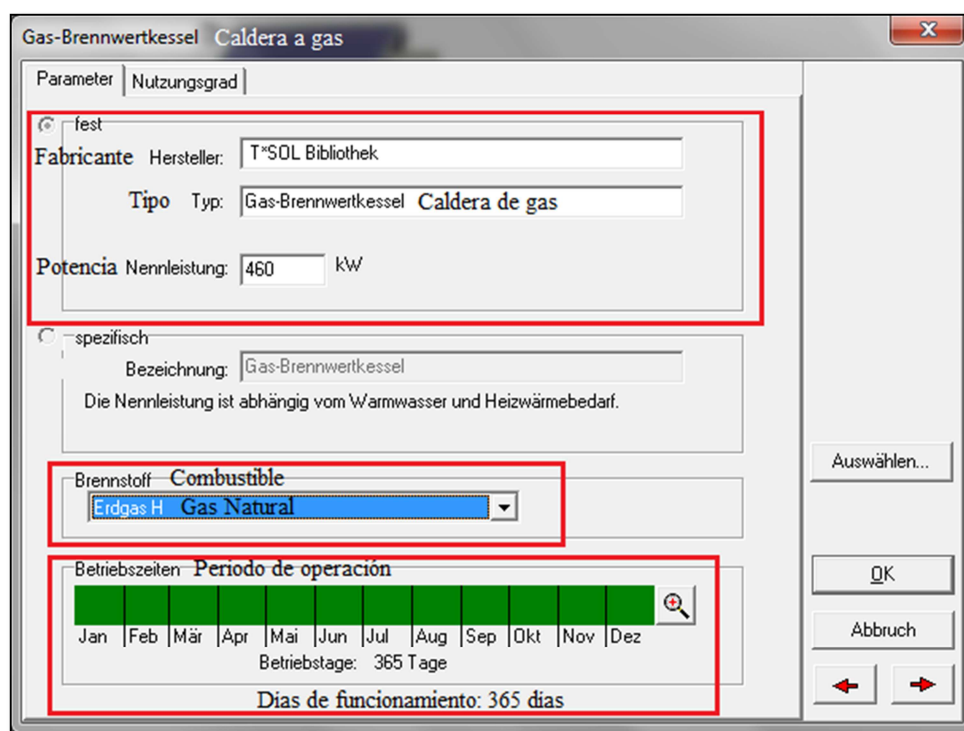
Stärke der Dämmung: 100 mm Espesor de aislamiento

eff. Wärmeleitwert: 0,04 W/(m²K) Coef. de conductividad térmica

Auswählen... OK Abbruch

Figura 3.16 Introducción de los parámetros del depósito interacumulador en T-SOL.

- Caldera a gas: Se introducirá en *Caldera a gas* de T-SOL la potencia nominal de la caldera y se marcará como período de operación todo el año, como se muestra en la figura 3.17:



Gas-Brennwertkessel Caldera a gas

Parameter | Nutzungsgrad

☒ fest

Fabricante Hersteller: T*SOL Bibliothek

Tipo Typ: Gas-Brennwertkessel Caldera de gas

Potencia Nennleistung: 460 kW

☐ spezifisch

Bezeichnung: Gas-Brennwertkessel

Die Nennleistung ist abhängig vom Warmwasser und Heizwärmebedarf.

Brennstoff Combustible

Erdgas H Gas Natural

Betriebszeiten Período de operación

Jan Feb Mär Apr Mai Jun Jul Aug Sep Okt Nov Dez

Betriebstage: 365 Tage

Dias de funcionamiento: 365 días

Auswählen... OK Abbruch

Figura 3.17 Introducción de los parámetros de la caldera de ACS en T-SOL.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Resultados energéticos.

En la tabla 3.16 se muestran los resultados de la simulación del comportamiento mensual y anual del sistema con el aporte solar. El significado de los principales epígrafes es:

- Radiación disponible: radiación solar disponible sobre la superficie de apertura del campo de captadores, considerando las pérdidas por sombras.
- Energía solar útil aportada al ACS: energía de origen solar aportada al sistema de ACS.
- Demanda de ACS: energía estimada para cubrir las necesidades de ACS incluyendo las pérdidas por distribución.
- Consumo de energía para ACS: la demanda de energía estimada para cubrir las necesidades de ACS es de $DE_{ANUAL} = 386834,6 \text{ kWh/año}$ como se ha visto anteriormente. Aquí se muestra esta energía incluyendo las pérdidas por distribución.
- Grado de cobertura solar de la demanda de ACS: porcentaje de la demanda de ACS que es aportada por el sistema solar.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

	Demanda de ACS	Pérdidas Térmicas Demanda de ACS	Consumo Energía para ACS	Radiación disponible	Energía Solar Producida.	Pérdidas Térmicas Producc. Solar	Energía Solar aportada al ACS	Grado de la cobertura Solar de la demanda de ACS	Eficacia del Campo Solar	Eficacia del Sistema Solar
	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	%	%	%
Ene	37930	384	38314	4985	3296	1	3295	8,6	66,1	66,1
Feb	34787	534	35321	5514	3752	8	3744	10,6	68	67,9
Mar	37646	300	37946	7238	4953	20	4933	13	68,4	68,2
Abr	34348	411	34759	7591	5085	45	5040	14,5	67	66,4
May	32623	247	32870	8732	5902	84	5818	17,7	67,6	66,6
Jun	28851	441	29292	9020	6231	109	6122	20,9	69,1	67,9
Jul	27822	488	28310	10357	7364	145	7219	25,5	71,1	69,7
Ago	27184	525	27709	10259	7301	152	7149	25,8	71,2	69,7
Sep	27183	108	27291	8538	5933	120	5813	21,3	69,5	68,1
Oct	30281	595	30876	7126	4806	82	4724	15,3	67,4	66,3
Nov	32090	385	32475	5132	3316	36	3280	10,1	64,6	63,9
Dic	35953	598	36551	4449	2859	8	2851	7,8	64,3	64,1
Anual	386698	5016	391714	88941	60798	810	59988	15,3	64,3	67,4

Área de captación (m²): A = 51,26 Volumen acumulación solar (litros): V = 3500
 Modelo captador: Vitosol 200 F SV2 Volumen solar específico (l/m²): V/A = 58,5
 N° de captadores: 22
 Orientación ("Sur; O+; E-): 0 Aporte solar anual específico (kWh/m²): 1170,27
 Inclinación (°): 45 Ahorro de emisiones de CO₂ (kg/año): 14101

Tabla 3.16 Dimensionado de la instalación solar y resultados energéticos TSOL.

En la figura 3.18 se muestra el balance energético de la instalación solar según el método de simulación dinámica TSOL:

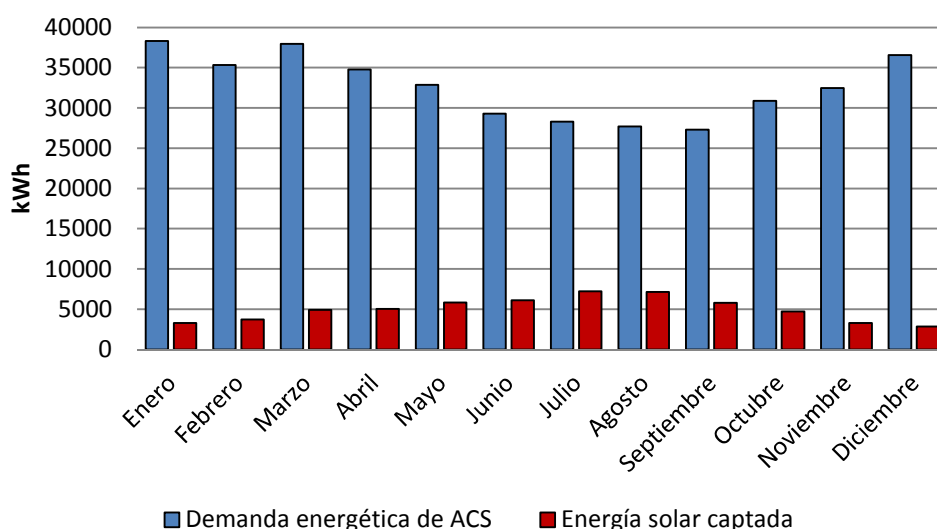


Figura 3.18 Balance energético de la instalación solar por el método de simulación dinámica TSOL.



3.5.1.2.4 Elección del método de cálculo

Observando los diferentes estudios realizados para el dimensionado de la instalación de agua caliente sanitaria que explica este proyecto por el método recomendado por *Censolar*, el método recomendado por *Idae* (*F-chart*) y la aplicación de la simulación dinámica a través del programa *T-SOL*, se expondrán unas breves conclusiones que se desprenden de los estudios anteriormente citados:

- En primer lugar, se ha tenido en cuenta las mismas condiciones climáticas para todos los métodos de cálculo a fin de facilitar su comparación y estudio. Estos datos han sido obtenidos a través de la norma por ser los más recientes, y han sido contrastados con otras fuentes nacionales e internacionales (*Meteonorm*, *Nasa*). Evidentemente, si las condiciones meteorológicas se alejan mucho de los datos suministrados, también lo harán los resultados.

En cuanto al aporte de energía solar se observa que varía de manera significativa en función del método cálculo utilizado (siendo la mayor diferencia entre el método de *T-SOL* y *Censolar* durante los meses de verano), lo que no ocurre con la cobertura solar debido a que la demanda energética de ACS es mucho mayor que la energía solar captada. En las figuras 3.19 y 3.20 se pueden observar estas características:

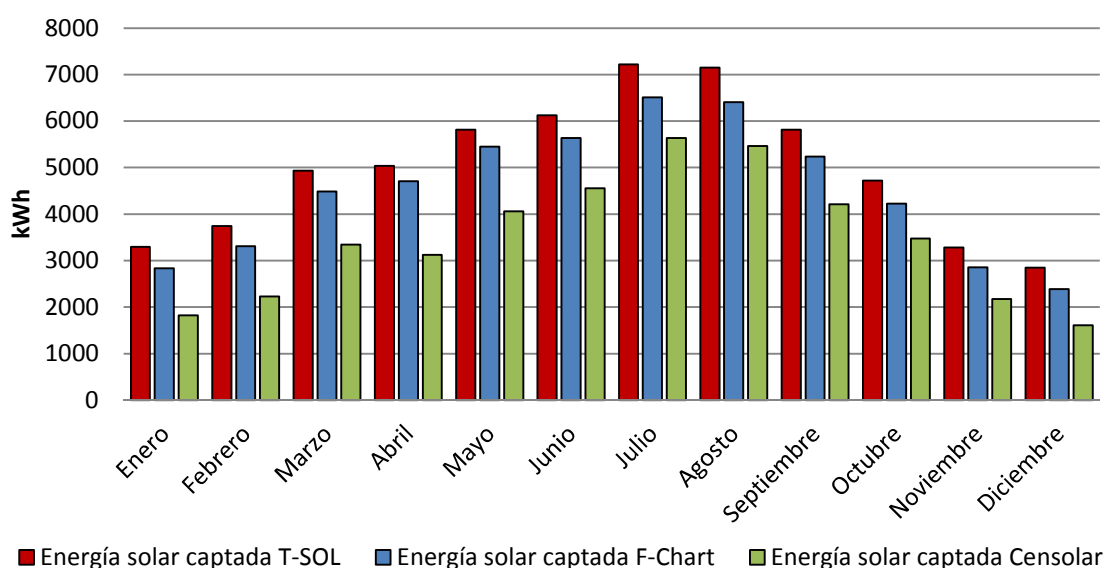


Figura 3.19 Energía solar captada según el método de cálculo empleado.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

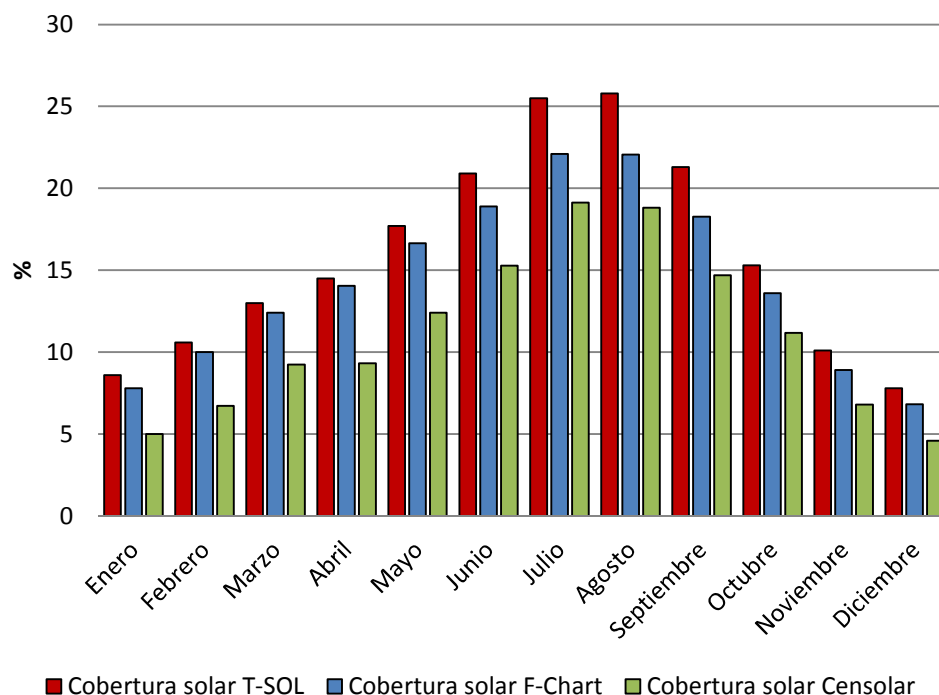


Figura 3.20 Cobertura solar captada según el método de cálculo empleado.

- El método recomendado por *Censolar* utiliza un balance de energía muy simplificado donde las reducciones aplicadas, tanto a la radiación como a la dispersión de calor en la instalación, corresponden a porcentajes estandarizados. Por tanto, comparando el valor obtenido en la fracción solar anual por este método con respecto al *F-Chart* y a la simulación dinámica a través de *T-SOL*, podemos afirmar que dichas reducciones son muy restrictivas.
- El método *F-Chart* calcula rendimientos mensuales del sistema utilizando unas expresiones obtenidas a partir de correlaciones obtenidas de las mediciones de distintas configuraciones "estándar" de sistemas solares térmicos pero en instalaciones en bloque, con acumuladores auxiliares, recirculación, etc., los resultados del f-chart distan bastante de la realidad. Los coeficientes que utiliza son iguales para todos los casos y no tiene en cuenta las particularidades de cada ciudad.
- La simulación dinámica utiliza modelos matemáticos para calcular el comportamiento de cada uno de los componentes del sistema, incorpora las pérdidas de aislamiento, distribución y recirculación en los circuitos.
- Para concluir, de este estudio determinamos que el método válido para el cálculo de la cobertura solar anual es el realizado mediante la aplicación de la simulación dinámica a través del programa *T-SOL*, sus resultados no varían mucho de los obtenidos por los otros dos métodos pero entendemos que sus cálculos son mucho más precisos que los obtenidos mediante *F-Chart* y el método recomendado por *Censolar*.

3.5.1.3 Orientación e inclinación del campo de colectores

Los valores ideales de estos parámetros para favorecer la captación a lo largo de todo el año son una orientación Sur y una inclinación igual a la latitud correspondiente a la instalación.

En el caso de Madrid la latitud corresponde a 40,27°. Una inclinación superior potencia la captación durante los meses de invierno mientras que, una inclinación inferior potencia la captación en los meses de verano.

Para simplificar el montaje de la instalación se ha tomado una inclinación de 45°, ligeramente superior a la ideal. Esta decisión ha sido tomada para poder adquirir estructuras ya diseñadas por el fabricante (que suelen ser de 45° y 30°).

La orientación o azimut del campo de captadores (α) estará en diagonal con las líneas principales de la edificación, siendo ésta de 0° Sur. Esta orientación es la más óptima para conseguir una máxima irradiación, tal y como se muestra en la figura 3.21.

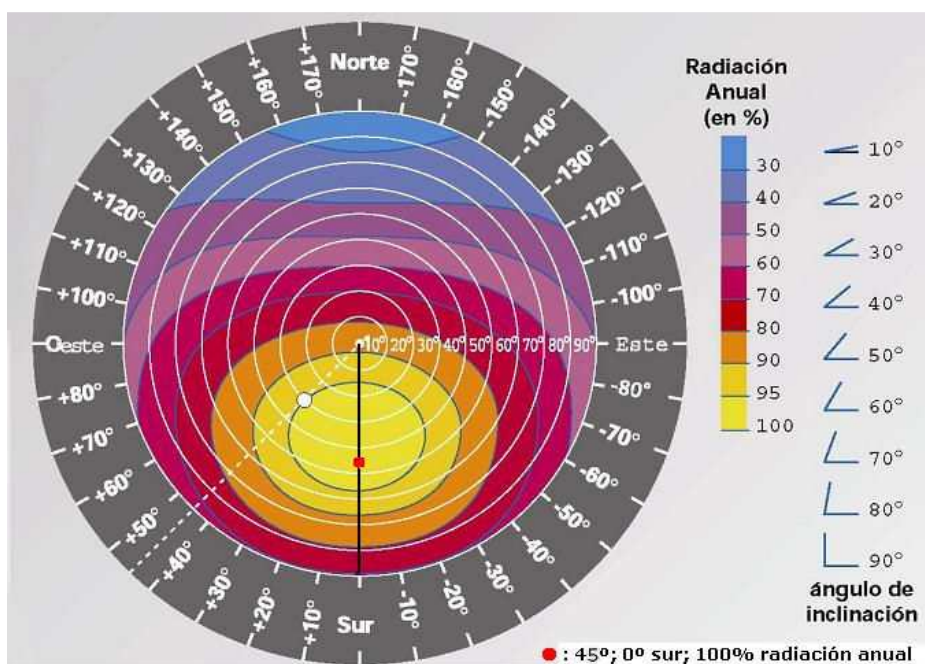


Figura 3.21 Carta de porcentaje de disponibilidad solar con respecto a la orientación e inclinación óptima (fuente: IDAE).

3.5.1.4 Disposición del campo de captación

La ubicación física del campo de captadores estará localizada en la cubierta plana del edificio. Dada la configuración de la cubierta, la situación de los captadores será la expuesta en el plano 7.3 Planta azotea esquema hidráulico.

Teniendo en cuenta el modelo de colector seleccionado y la orientación e inclinación tomadas, el campo de colectores está constituido por veintidós captadores.

Estos veintidós colectores van a estar conectados en cuatro filas, tres filas con seis captadores cada una y una fila con cuatro captadores, todos ellos conectados en paralelo (véase figuras 3.22 y 3.23). Si bien es cierto que se podría pensar en una distribución

más simétrica como podría ser cuatro filas de seis colectores, la separación entre filas (véase apartado 3.5.1.4) y el área del que se dispone para la ubicación de los captadores no va a permitir que exista espacio suficiente en la azotea. El conexionado se realizará mediante la técnica del retorno invertido de modo que el circuito quede equilibrado aun si no se instalaran válvulas de equilibrado, tal como recomienda en el [CTE].

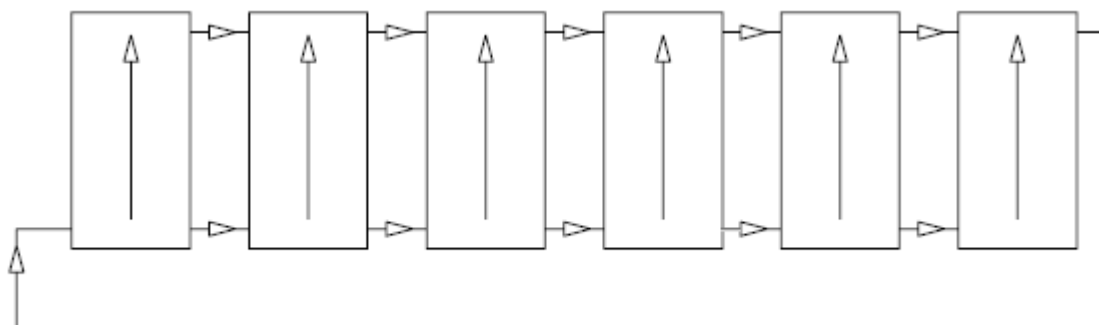


Figura 3.22 Sistema de conexión en paralelo entre colectores (fuente: IDAE).

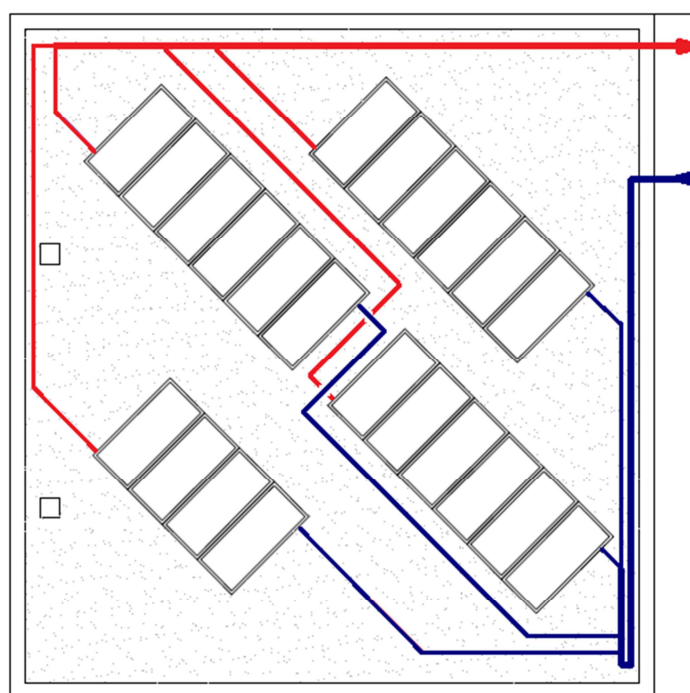


Figura 3.23 Sistema de conexión en paralelo del campo de captación.

3.5.1.5 Distancia entre filas de colectores

Para asegurar el mejor aprovechamiento de la radiación incidente sobre las placas se deben cumplir las distancias mínimas exigidas por el (RIT) en la *ITE 10.1.3.1*

Disposición de los colectores. A fin de evitar el sombreado provocado por la primera fila de captadores, la distancia d (figura 3.24) necesaria se ha de calcular de la siguiente manera (1):

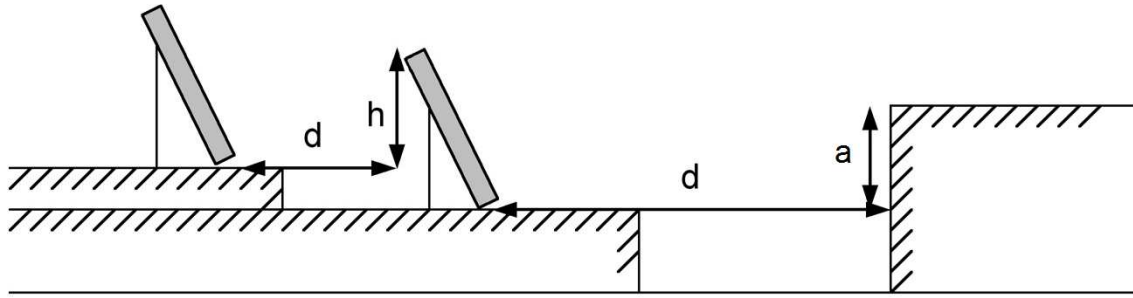


Figura 3.24 Distancia entre filas de colectores y separación de la primera fila (fuente (IDAE)).

$$d = k \cdot h \quad (1)$$

Donde:

d Separación entre filas en m .

h Altura del colector en m (1,68 m en nuestro caso).

k Coeficiente que se obtiene en función de la inclinación del colector con el plano horizontal (Tabla 3.17).

Inclinación	20	25	30	35	40	45	50	55
Coef.(k)	1,53	1,63	1,73	1,81	1,87	1,93	1,97	1,99

Tabla 3.17 Dimensionado de la instalación solar y resultados energéticos TSOL.

Por tanto la distancia que se guardará entre filas será, sustituyendo en (1) los valores de h y k :

$$d = 3,25 \text{ m}$$

Si por el contrario, lo que se quiere evitar es el sombreado entre un obstáculo y la primera fila de colectores la distancia d (figura 3.25) necesaria se ha de calcular de la siguiente manera [2]:

$$d = 1,732 \cdot a \quad (2)$$

Donde:

a Altura del obstáculo que puede producir sombra sobre los colectores en m .

En el caso de estudio, la altura del muro interior de la terraza a es de 0,45 m, por tanto la distancia que se guardará entre el obstáculo y la primera fila de colectores será, sustituyendo en (2) el valor de a :

$$d = 0,78 \text{ m}$$

3.5.1.6 Cálculo de pérdidas por sombras

Al diseñar un campo de captadores es necesario conocer, si existen, las pérdidas de radiación solar incidente debido a la existencia de sombras circundantes. Estas pérdidas se expresan como un porcentaje de la radiación solar que incidiría sobre la superficie de captación de no existir ninguna sombra.

En general, si no existen problemas de superposición o de integración arquitectónica, toda instalación debe tener unas pérdidas por sombras inferiores al 10%. En caso de existir superposición arquitectónica las pérdidas pueden llegar a ser del 15% y, en caso de integración arquitectónica estas pueden llegar a un máximo de un 20%.

El (CTE) en su *Documento Básico HE4* establece un método de cálculo por el que se deben seguir los siguientes pasos:

- Localización de los principales obstáculos que afectan a la superficie en coordenadas de azimut (desviación respecto a la dirección Sur) y elevación (ángulo de inclinación con el plano horizontal).
- Representación del perfil de obstáculos en el diagrama proporcionado por el CTE en el que se representan las trayectorias del Sol a lo largo de todo el año.
- Cálculo, mediante la comparación del perfil de obstáculos con el diagrama, de la afectación de sombras sobre la superficie.

Al localizar un obstáculo, éste debe ser expresado en coordenadas de azimut y elevación.

Para determinar el azimut (Z) se debe determinar el ángulo formado por la línea que une un punto del obstáculo y el centro de la instalación con la dirección Sur. En la figura 3.25 se puede observar el cálculo para un perfil determinado desde la vista en planta.

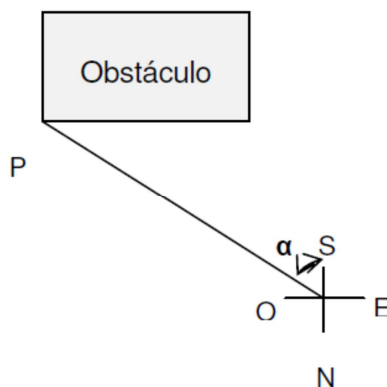


Figura 3.25 Representación del azimut para un punto P_1 cualquiera (fuente: IDAE).

Los valores del azimut al Este son negativos y al Oeste son positivos.

Para calcular la elevación (f) se debe conocer el ángulo formado por la línea que une el punto y el centro de la instalación con el plano en el que está situada la instalación tal como se representa en la figura 3.26:

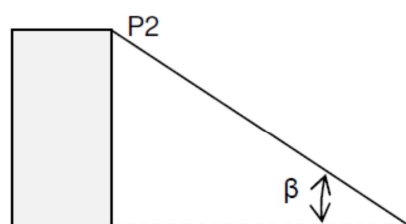


Figura 3.26 Representación de la elevación para un punto P_2 cualquiera (fuente: IDAE).

Obtenidas las coordenadas de los puntos a representar, estos se marcan en el diagrama de trayectorias solares:

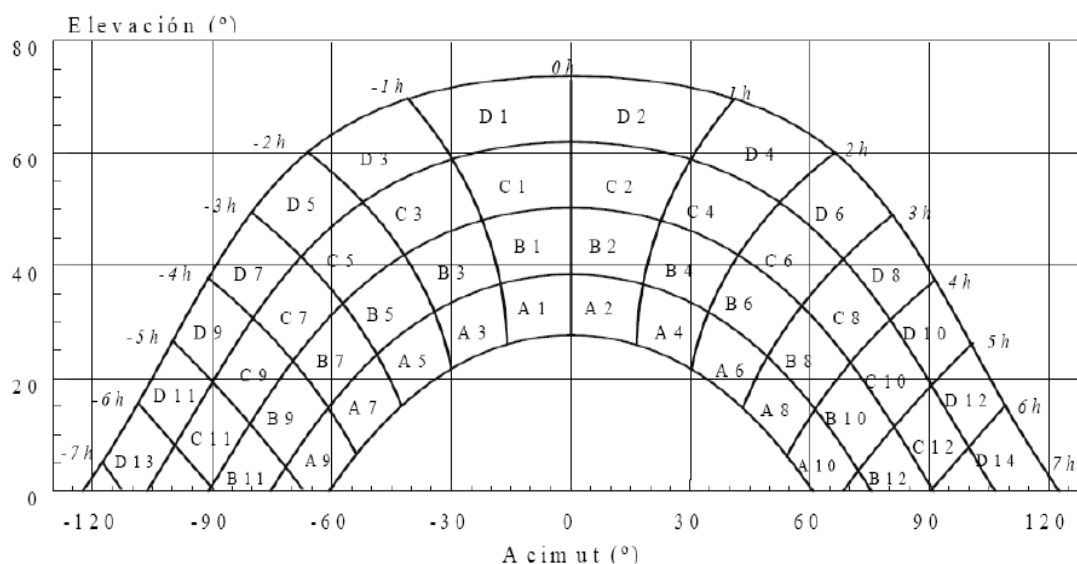


Figura 3.27 Diagrama de trayectorias solares (fuente: IDAE).

Cuantos más puntos del perfil se tomen, más exacta será la representación de éste en el gráfico de las coordenadas solares. Una vez representado todo el perfil se obtendrá una representación como la de la figura 3.28:



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

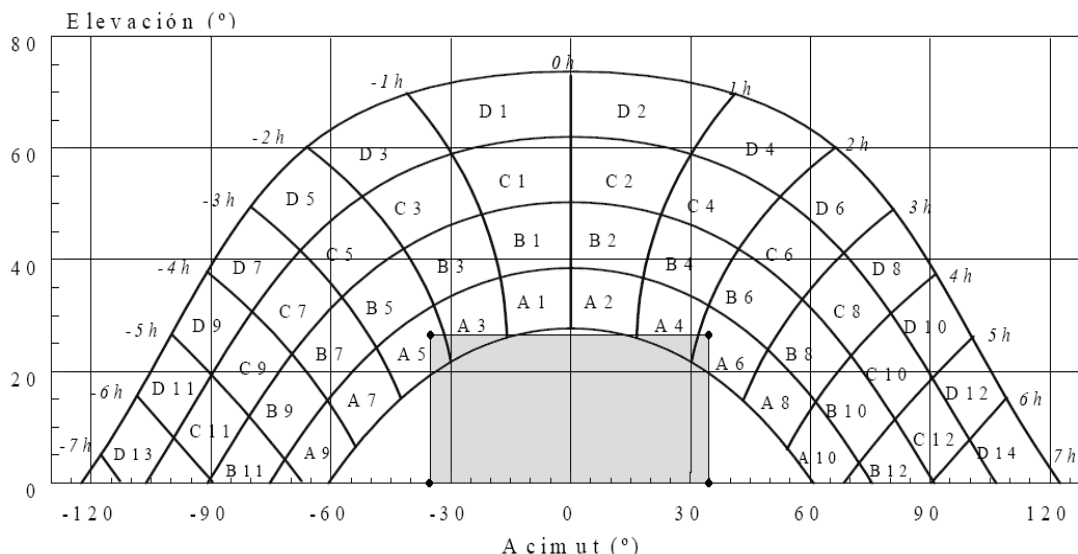


Figura 3.28 Representación de un perfil en el diagrama de trayectorias solares (fuente: IDAE).

Una vez representado el perfil, se deben utilizar las tablas de referencia proporcionadas por el (CTE) en el *anexo B del Documento Básico HE4*. Estas tablas difieren según el ángulo de inclinación y orientación del campo de colectores por lo que se debe elegir aquella cuyos datos sean más parecidos a la instalación. Para una inclinación de 45° y orientación Sur, por ejemplo, se debe utilizar la tabla con datos de inclinación 35° y orientación Sur al ser la que más se asemeja.

$\beta = 35^\circ$ $\alpha = 0^\circ$	A	B	C	D
13	0	0	0	0,03
11	0	0,01	0,12	0,44
9	0,13	0,41	0,62	1,49
7	1	0,95	1,27	2,76
5	1,84	1,5	1,83	3,87
3	2,7	1,88	2,21	4,67
1	3,15	2,12	2,43	5,04
2	3,17	2,12	2,33	4,99
4	2,7	1,89	2,01	4,46
6	1,79	1,51	1,65	3,63
8	0,98	0,99	1,08	2,55
10	0,11	0,42	0,52	1,33
12	0	0,02	0,1	0,4
14	0	0	0	0,02

Tabla 3.18 Tabla de referencia para una superficie a 35° y orientación sur (fuente: IDAE).

Se debe sumar la contribución de cada una de las casillas afectadas por el perfil de obstáculos multiplicando por el factor de llenado de cada casilla, que puede tomar valores de 0, 0'25, 0'5, 0'75 y 1. En el ejemplo anterior, para las casillas A3, A4, A5 y A6 se debería tomar un factor de llenado de 0.25 y para las casillas A1 y A2 un factor



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

de llenado 0 pues apenas están afectadas por el perfil. En este caso, el porcentaje de pérdidas es:

$$P\acute{e}rdidas(\%) = A_3 \cdot 0,25 + A_4 \cdot 0,25 + A_5 \cdot 0,25 + A_6 \cdot 0,25 = 2,26$$

En el caso de esta instalación, la parte Sur de la azotea es una zona libre de sombras por lo que no existen pérdidas por sombras que influyan en la instalación.

3.5.1.7 Estructura de soporte

Las estructuras de soporte del campo de captadores serán suministradas por el mismo fabricante de los captadores, *Viessmann*.

Cada batería de captadores tendrá su propia estructura. Éstas serán escuadras de perfiles de aluminio con posibilidad de variar a 45° el ángulo de inclinación (figura 3.29).

El diseño y la construcción de la estructura y el sistema de fijación de captadores, cumple las necesarias dilataciones térmicas, sin transmitir cargas que puedan afectar a la integridad de los captadores o al circuito hidráulico, según lo exigido en el (CTE).

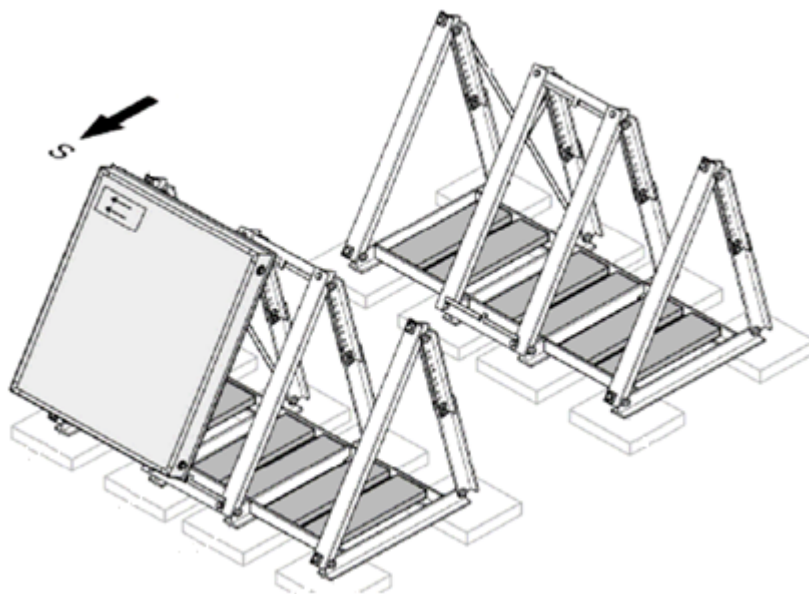


Figura 3.29 Estructura para cubierta plana del VITOSOL 200f (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).

A fin de no perforar la cubierta del edificio con el anclaje de las estructuras, pues se podrían originar infiltraciones de agua, se construirán bloques de hormigón armado que garanticen la total sujeción de la batería de captadores en situaciones de viento.

Los bloques de hormigón armado tendrán unas dimensiones de 20x20 cm y se anclará en cada uno un perfil de aluminio con tornillos de sujeción. Por cada bloque se abrirán en la parte inferior de contacto con la cubierta dos pasos para desagüe, con la finalidad de evitar posibles estancamientos de agua.



3.5.2. FLUIDO CALOPORTADOR

El fluido caloportador utilizado en este proyecto será una mezcla de agua con propilenglicol (anticongelante), cumpliendo con las especificaciones reflejadas en el (CTE):

El fluido de trabajo tendrá un pH entre 5 y 9 a 20°C, y un contenido en sales que se ajustará a los señalados en los puntos siguientes:

- la salinidad del agua del circuito primario no excederá de 500 *mg/l* totales de sales solubles. En el caso de no disponer de este valor se tomará el de conductividad como variable limitante, no sobrepasando los 650 $\mu\text{S/cm}$;
- el contenido en sales de calcio no excederá de 200 *mg/l*, expresados como contenido en carbonato cálcico;
- el límite de dióxido de carbono libre contenido en el agua no excederá de 50 *mg/l*.

Para calcular la concentración y las características del propilenglicol en la mezcla con agua hemos de recurrir de nuevo al (CTE), en el apartado de protección contra heladas:

La instalación estará protegida, con un producto químico no tóxico cuyo calor específico no será inferior a 3 *kJ/kg K*, en 5°C por debajo de la mínima histórica registrada con objeto de no producir daños en el circuito primario de captadores por heladas. Adicionalmente este producto químico mantendrá todas sus propiedades físicas y químicas dentro de los intervalos mínimo y máximo de temperatura permitida por todos los componentes y materiales de la instalación.

El anticongelante escogido para este proyecto es el Tyfocor LS suministrado por *Viessmann*, el cual cumple con la normativa mencionada.

Teniendo en cuenta que la temperatura mínima registrada en Madrid es de -17°C (datos según (IDA)) y que a este valor hay que sumarle -5°C, calcularemos la cantidad de anticongelante basándonos en la figura 3.30:

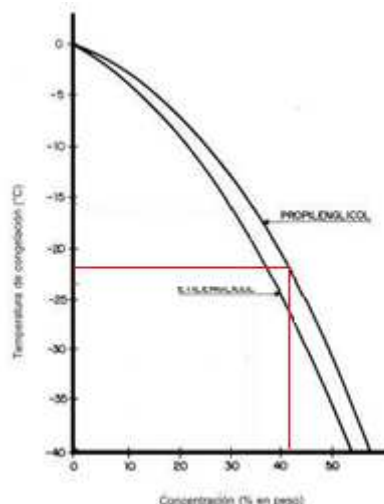


Figura 3.30 Cálculo de concentración de propilenglicol en % en la mezcla de agua según temperatura de la zona (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).

Por tanto, el fluido caloportador que circulará por la totalidad del circuito primario contendrá una concentración de anticongelante Tyfocor LS del 42% en la mezcla de agua.

Para conocer el resto de propiedades del fluido caloportador el fabricante nos proporciona las gráficas, las cuales se pueden observar en la figura 3.31:

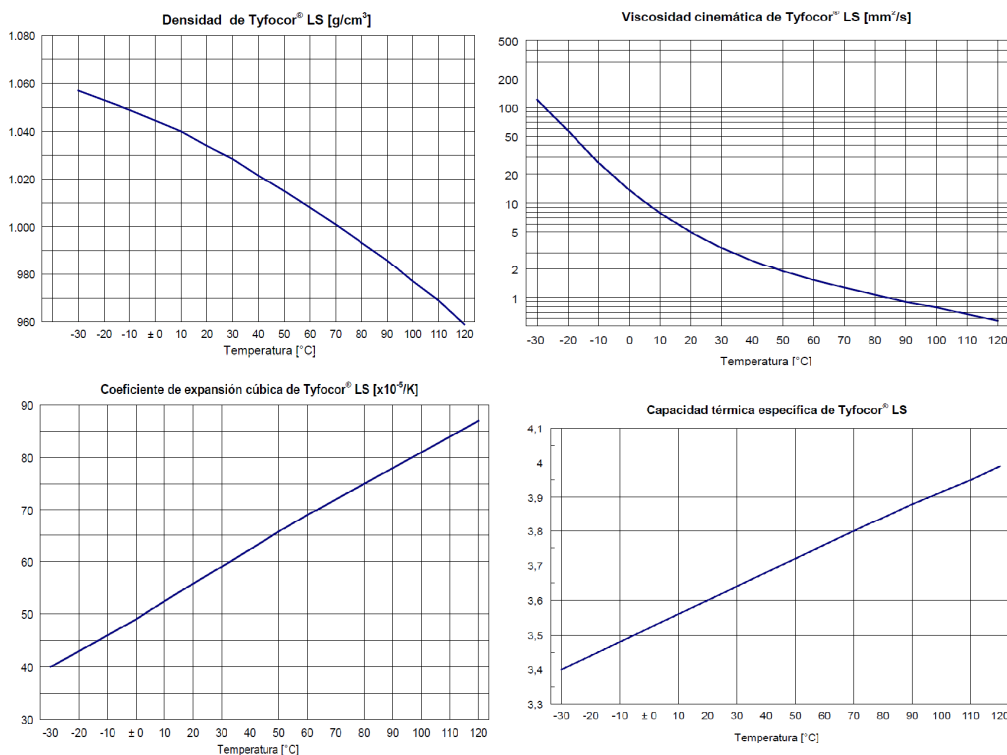


Figura 3.31 Cálculo de densidad, viscosidad cinemática, coef. de expansión cúbica y capacidad térmica específica según la temperatura del fluido (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Así pues, consultando en las tablas, las propiedades básicas son las siguientes:

- Densidad a (20°C)= $1,034 \text{ g/cm}^3$
- Densidad a (60°C)= $1,008 \text{ g/cm}^3$
- Viscosidad cinemática a (60°C)= $1,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Expansión del fluido de 6°C a 60°C para un volumen de 197,6 litros en el circuito primario. Se calculará mediante la tabla del coeficiente de expansión cubica de tal forma que: $\Delta V = 4,62 \text{ l}$.

3.5.3. SUBSISTEMA DE ACUMULACIÓN

A lo largo de este apartado se presentarán las características necesarias para la selección y diseño del sistema de acumulación, debidamente justificadas.

En particular, el estudio se ha centrado en 5 puntos importantes:

- Tipo y material.
- Dimensionado de la acumulación.
- Selección del acumulador.
- Conexión de los acumuladores.

3.5.3.1 Tipo y material

En el presente proyecto el almacenamiento se realiza de depósitos acumuladores de agua. Este tipo de almacenamiento presenta como ventajas: su facilidad de manejo, el bajo coste del fluido portador de la energía, su alta capacidad calorífica, y sobretodo su condición de ser a la vez el elemento de consumo, específicamente para proyectos de ACS.

De entre la variedad de materiales que se emplean para la construcción de estos depósitos (acero galvanizado, con recubrimiento anticorrosión, vitrificado o galvanizado, acero inoxidable, fibra de vidrio) se opta por los de acero con revestimiento epoxídico, de calidad alimentaria. Esta opción cumple las especificaciones de durabilidad del equipo y protección frente a la corrosión, a la vez que suponen un coste moderado frente a la opción del acero inoxidable, de más alta calidad, aunque también de precio.

3.5.3.2 Dimensionado de la acumulación

El sistema de acumulación en una instalación de este tipo es absolutamente crítico. Sin embargo es uno de los aspectos con más incertidumbre de cara al diseño. Algunos proyectistas justifican sus decisiones en este sentido apoyándose en herramientas de simulación.

Algunas de ellas, pese a ser muy complejas, no reflejan la totalidad de parámetros que se ponen en juego en este proceso. Por tanto, se fundamentarán las soluciones técnicas



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

tomadas en este sentido en base a la experimentación recogida por fabricantes y entidades especializadas en solar térmica de baja temperatura como CENSOLAR. El volumen de acumulación elegido depende en esencia de tres factores:

- La superficie de captación.
- La demanda.
- La temperatura de utilización.

El criterio adecuado para el primer factor establece un volumen óptimo de acumulación en torno a los 70 litros por cada m^2 de captador, tal y como muestra la figura 31 que se muestra la relación entre el aprovechamiento de energía solar con el volumen por metro cuadrado de captador plano.

El (IDAE) y el (CTE) acotan el volumen de acumulación recomendado. En concreto, el primero habla de un volumen de acumulación próximo al volumen total del consumo diario (en este caso 15840 $l/día$) y el segundo establece un mínimo de 50 y un máximo de 180 l/m^2 de captadores.

Sin embargo, atender al segundo factor *demanda* restringe estos intervalos. Esto pasa por el análisis del desfase entre la captación y el consumo. En la instalación hotelera los desfases entre ambos no serán superiores a 24 horas puesto que el perfil de demanda es uniforme todos los días del año. Sin embargo no hay coincidencia exacta entre el intervalo de captación y el de consumo, porque los mayores picos de demanda se producen a horas tempranas y finales del día, en que la captación es prácticamente nula, salvo algunos días en verano. Para estos casos el volumen específico de acumulación estará comprendido entre los 60 y 90 l/m^2 .

Entidades especializadas y fabricantes, marcan referencias como ratios experimentales entre el volumen de acumulación, el volumen diario de consumo y la superficie de captación.

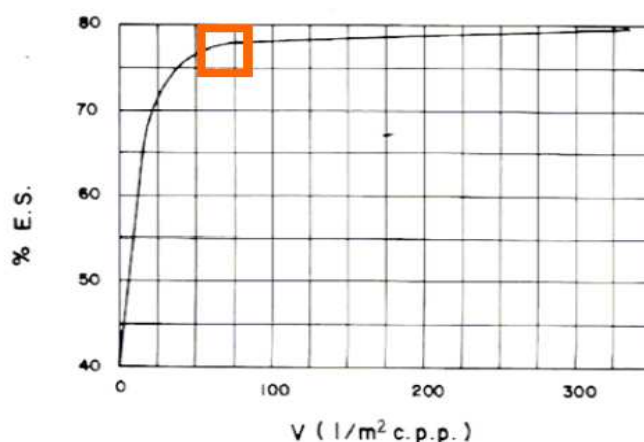


Figura 3.32 Influencia del volumen en el aprovechamiento solar (fuente: Curso Instalaciones de energía solar térmica, Emilio Carrasco).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Por último, el que se venido a llamar tercer factor es el de la *temperatura de utilización*, y por tanto de acumulación, toda vez que el consumo se podrá efectuar directamente desde la acumulación solar siempre que haya un nivel térmico suficiente.

Resulta evidente que para obtener agua a más temperatura hay que utilizar un menor almacenamiento (menos pérdidas por estratificación y menos cantidad de agua a calentar).

La elección de la temperatura de acumulación es un factor crítico en un proyecto de energía solar térmica a baja temperatura, puesto que la demanda energética es directamente proporcional al salto térmico entre dicha temperatura, la deseada, y la propia de la red de distribución.

Una temperatura bastante empleada a lo largo de la trayectoria de esta tecnología han sido los 45°, que es la temperatura a la que se suele realizar el consumo de ACS, previo mezclado con agua fría de la red. Sin embargo la normativa al respecto de la bacteria de la Legionella, y las recomendaciones de fabricantes en este sentido apuntan como tendencia creciente una elevación de la temperatura de acumulación, en torno a los 50°, incluso más.

De cara a la elección del modelo de depósito habrá de tenerse en cuenta que soporte temperaturas mayores a los 70° debido al tratamiento térmico periódico al que se someterá todo el circuito de agua a fin de eliminar posibles brotes bacterianos, tal y como apunta el *RD 865/2003 de prevención y control de la Legionelosis*.

El figura 3.33 establece que para una temperatura de utilización de 45°C, el volumen de acumulación debe ser cercano a 70 litros por m^2 de captador.

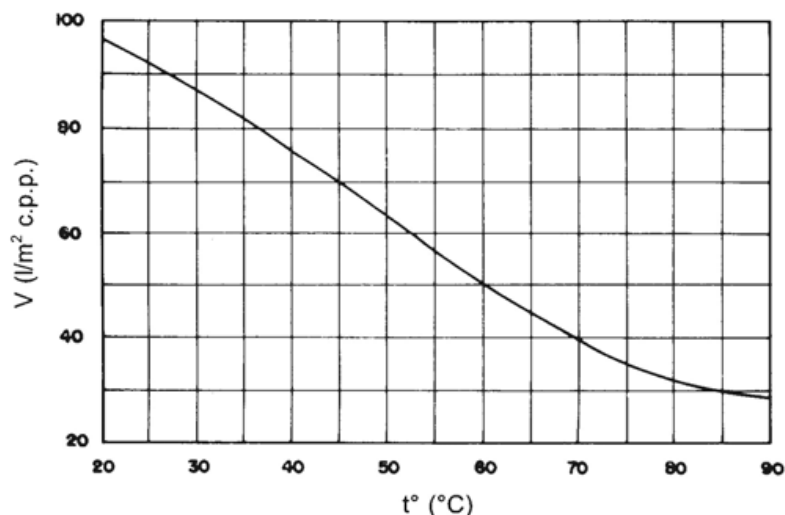


Figura 3.33 Impacto del volumen en la temperatura de acumulación (fuente: Curso Instalaciones de energía solar térmica, Emilio Carrasco).

La solución final adoptada será una acumulación de 3500 litros, distribuida en 7 depósitos de 500 litros debido a las elevadas dimensiones de un solo acumulador, el cual no entraría en el ascensor para ser transportado a la cubierta del edificio.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Esto supone una relación acumulación-captación de $68,3 \text{ l/m}^2$, que según el gráfico experimental mostrado en la figura 3.33 se corresponde con una temperatura de acumulación de 45°C .

Hay que tener en cuenta que estas correlaciones gráficas son fruto de la experimentación, y por tanto tienen carácter orientativo. No obstante, se considerarán finalmente 45°C como temperatura de acumulación, aunque en algunos momentos del año la temperatura será superior a estos 45°C . Esta cifra supone un beneficio en el cálculo, frente a 50°C , al disminuir el salto térmico a cubrir. Sin embargo, puesto que la norma establece una temperatura mínima de acumulación de 50°C , de manera proactiva se opta como medida preventiva y compensatoria una mayor periodicidad en los tratamientos térmicos a la acumulación.

Se ha estudiado la influencia del volumen en la captación, gracias a la correlación que incorpora el volumen en el método de cálculo *F-Chart*. El resultado obtenido se muestra en la figura 3.34, que demuestra cómo mayores acumulaciones permiten obtener un aumento de producción especialmente en los meses fríos, donde resulta más conveniente, pero el incremento conseguido implica grandes aumentos de volumen.

Atendiendo a los costes se rechaza la posibilidad de elevar el volumen tanto como se desee. Se observa en la figura 3.34 que el volumen elegido en este proyecto alcanza buenas cotas de producción frente a otros volúmenes menores, y está ligeramente por debajo de mayores acumulaciones.

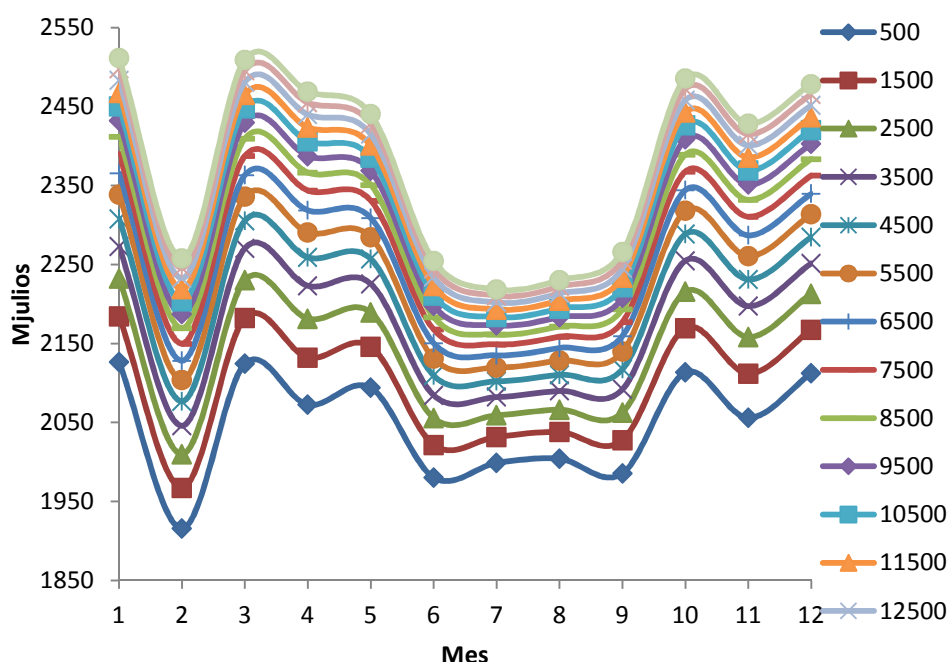


Figura 3.34 Impacto del volumen en la producción útil solar según el método de cálculo *F-Chart*.

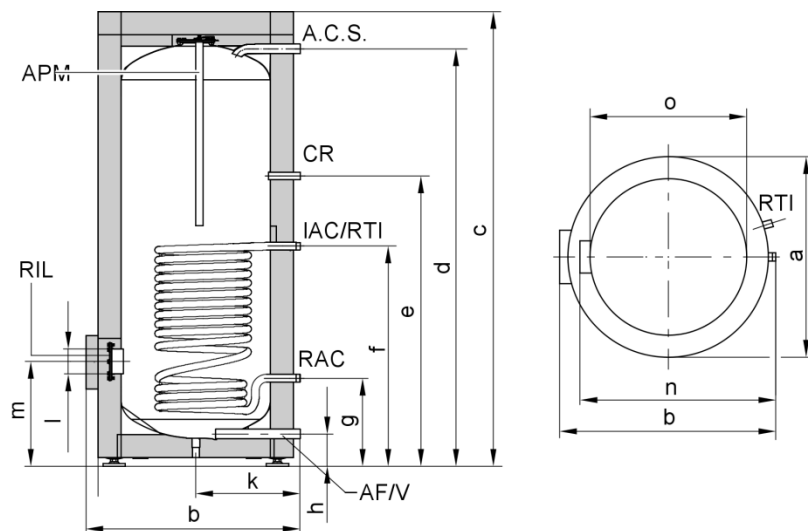
3.5.3.3 Selección del acumulador

Se ha consultado el catálogo de un amplio abanico de fabricantes, y a igualdad de prestaciones, la elección se ha basado en la relación precio, garantía, seguridad y facilidad de mantenimiento. Con este criterio, finalmente se ha optado por el modelo



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Vitocel 100 V fabricados por la empresa *Viessmann*, para los 7 acumuladores de 500 litros con las siguientes características (las características en detalle se presentan en el anexo de catálogos):



RIL Registro de inspección y limpieza
V Vaciado
RAC Retorno del agua de calefacción
IAC Impulsión del agua de calefacción
AF Agua fría

RTI Sonda de temperatura del interacumulador de la regulación de la temperatura del interacumulador o regulador de temperatura
APM Ánodo de protección de magnesio
A.C.S. Agua caliente sanitaria
CR Conducto de recirculación

Capacidad del interacumulador	l		500
Longitud (∅)	a	mm	850
Anchura	b	mm	898
Altura	c	mm	1955
	d	mm	1784
	e	mm	1230
	f	mm	924
	g	mm	349
	h	mm	107
	k	mm	455
	l	mm	∅ 100
	m	mm	422
	n	mm	837
Sin aislamiento térmico	o	mm	∅ 650

Figura 3.35 Características del acumulador Vitocell 100V (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).

3.5.3.4 Conexionado de los acumuladores

Los siete acumuladores están divididos en dos baterías conectadas en paralelo de tres y cuatro acumuladores. A su vez, los acumuladores se conectarán en serie invertida en el circuito de consumo, tal y como se muestra en la figura 3.36. La conexión permitirá la desconexión individual de los mismos sin interrumpir el funcionamiento de la instalación.

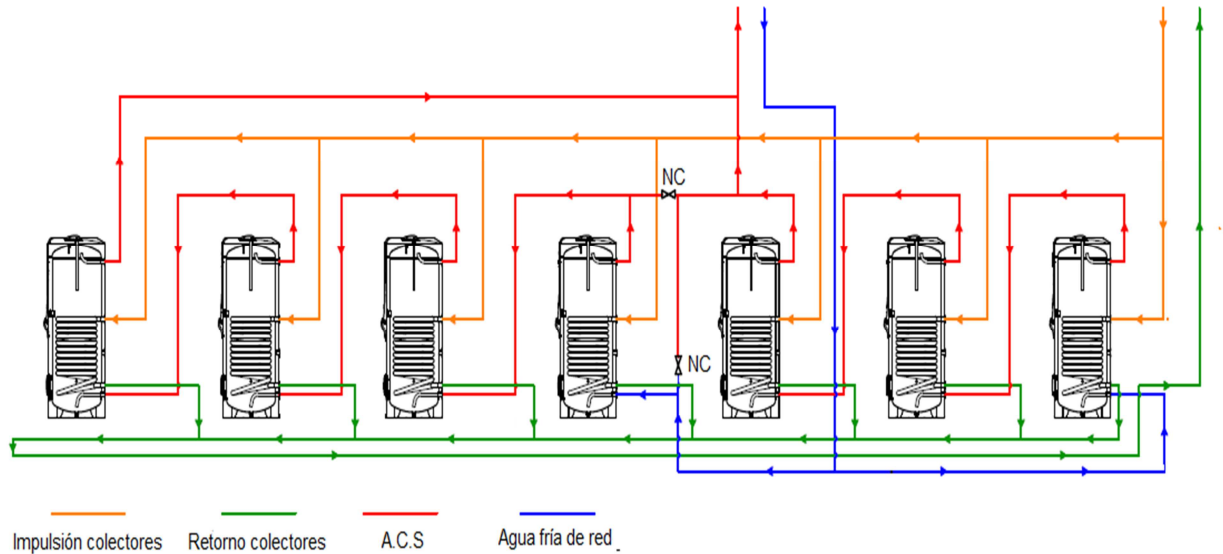


Figura 3.36 Conexión de los acumuladores.

Con objeto de aprovechar al máximo la energía captada y evitar la pérdida de la estratificación por temperatura en los depósitos, la situación de las tomas para las diferentes conexiones serán las establecidas en los puntos siguientes:

- La conexión de entrada de agua caliente procedente de los captadores al acumulador se realizará, preferentemente, a una altura comprendida entre el 50% y el 75% de la altura total del mismo.
- La conexión de salida de agua fría del acumulador hacia el intercambiador se realizará por la parte inferior de éste.
- La alimentación de agua de retorno de consumo al acumulador se realizará por la parte inferior. La extracción de agua caliente del depósito se realizará por la parte superior.

La entrada de agua de retorno de consumo estará equipada con una placa deflectora en la parte interior, a fin de que la velocidad residual no destruya la estratificación en el acumulador o el empleo de otros métodos contrastados que minimicen la mezcla.

Las conexiones de entrada y salida se situarán de forma que se eviten caminos preferentes de circulación del fluido (CTE).

3.5.4. SUBSISTEMA DE TERMOTRANSFERENCIA

Como ya se comentó en el apartado anterior, para el presente proyecto se seleccionará intercambiadores incorporados al acumulador (serpentín), puesto que los intercambiadores de placa externos tienen mayores pérdidas y se necesita añadir una segunda bomba de circulación aumentando el coste de la instalación.

Se tendrán en cuenta para la determinación del intercambiador interno las siguientes variables:



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

- Superficie de intercambio.
- Potencia de intercambio.
- Caudales de diseño.
- Temperaturas de los circuitos primario y secundario.

La superficie mínima de diseño del intercambiador S en metros cuadrados, en función del área de captadores A , en metros cuadrados, cumplirá la condición que se indica en el (CTE):

$$\frac{S}{A} \geq 0,15$$

Por consiguiente, para un área de captadores de $51,26 \text{ m}^2$, la superficie mínima de intercambio a tener en cuenta será de:

$$S \geq 7,69 \text{ m}^2$$

Para la elección del intercambiador se seguirá el procedimiento desarrollado a continuación.

La potencia térmica ganada o cedida por un fluido se puede estimar como:

$$P = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

Donde:

- P Potencia térmica en $kcal/h$.
 m Flujo másico en kg/h .
 C_p Calor específico del fluido en $kcal/kg \cdot ^\circ C$.
 ΔT Diferencial de temperatura del fluido en $^\circ C$.

Para determinar la potencia del intercambiador se aplicará esta fórmula en el lado del circuito primario, de tal forma que, a partir de la figura 3.37, se obtendrá la siguiente expresión:



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

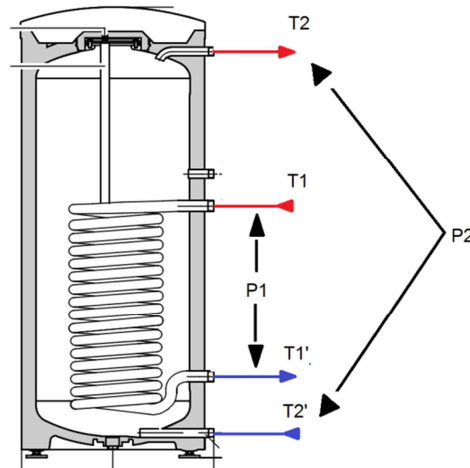


Figura 3.37 Potencias en el lado primario y secundario del intercambiador.

Por tanto, de (1):

$$P_1 = m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_1 - T_1') \quad (2)$$

Se tomarán como temperaturas arbitrarias de diseño en el primario: $T_1 = 45^\circ\text{C}$ de entrada al intercambiador y $T_1' = 15^\circ\text{C}$ de salida, generando así un salto térmico de 30°C como se recomienda en (4).

El flujo másico se calculará con el caudal del circuito primario Q_1 y la densidad del fluido caloportador ρ :

$$m_1 = Q_1 \cdot \rho_1 \quad (3)$$

Con una concentración del 42% de propilenglicol en la mezcla con agua y a una temperatura de 20°C , el flujo másico será:

$$m_1 = 2050,4 \frac{\text{l}}{\text{h}} \cdot 1,034 \frac{\text{kg}}{\text{l}} = 2120,11 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Y un calor específico del fluido caloportador a la misma temperatura y concentración:

$$C_{p1} = 3,56 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad (4)$$

Se obtendrá a partir de (3) y (4) la potencia del intercambiador con (2):

$$P_1 = 2120,11 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 3,56 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (45 - 15) = 75476,044 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 62,9 \text{ kW}$$

Para conocer la temperatura que se obtendría a la salida del intercambiador T_2 , se deberán igualar las potencias térmicas en los dos lados del intercambiador:

$$P_1 = P_2$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_1 - T'_1) = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_2 - T'_2)$$

Los fabricantes recomiendan bajar en un 10% el caudal del secundario respecto al primario para aumentar la transferencia térmica. Se considerará una temperatura de entrada $T'_2 = 15^\circ\text{C}$ y el calor específico del agua:

$$62,9 \text{ kW} = 1908,1 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (T_2 - 10)$$

$$T_2 = 38,42^\circ\text{C}$$

El intercambiador escogido para la transferencia energética del campo de captadores al acumulador solar será del tipo interno de serpentín de la marca *Viessman*, modelo *Vitocell 100V*, con las siguientes características:

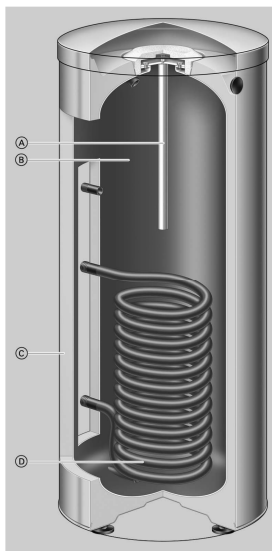


Figura 3.38 Intercambiador interno de serpentín (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).

- Superficie de transmisión $1,9 \text{ m}^2$.
- Volumen de agua de calefacción $3 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Potencia 70 kW .

3.5.5. SUBSISTEMA HIDRÁULICO

Según se indica en el apartado *ITE 04.2* del (RIT) las tuberías y sus accesorios cumplirán los requisitos de las normas *UNE* correspondientes, en relación con el uso al que vayan a ser destinadas.

El material utilizado para las tuberías del circuito primario será cobre con uniones roscadas o soldadas con aleación de plata para soportar altas temperaturas. Una vez instalado el circuito de tuberías se realizará una prueba de presión controlada para comprobar posibles fugas.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

En el circuito secundario se podrá utilizar cobre, acero inoxidable o acero galvanizado. También se podrán utilizar materiales plásticos que soporten la temperatura máxima del circuito siempre que cumplan las normas *UNE* de aplicación a dicho material y su uso sea autorizado por las compañías de suministro de agua potable.

En cuanto al dimensionamiento de las tuberías, éste deberá hacerse de modo que cumpla la siguiente especificación en cuanto a la velocidad del fluido en las tuberías.

- La velocidad del fluido circulante deberá estar comprendida entre 0,3 m/s y 1,5 m/s.

En caso de tener una velocidad superior, se genera ruido. Si ésta fuera menor a 0,3 m/s el problema sería la deposición de partículas en suspensión que puedan existir en el fluido.

En este proyecto las tuberías elegidas son:

- Tuberías de cobre de 1 mm de grosor unidas por soldadura de estaño.
- Estas tuberías serán fijadas según la normativa *RITE ITE 05.2 – Tuberías y accesorios*.

La clave para un buen funcionamiento de la instalación es un diseño adecuado del trazado de las conducciones hidráulicas. Los parámetros que determinan el funcionamiento correcto de la instalación son el caudal, la longitud y un correcto equilibrado de ésta.

3.5.5.1 Trazado del circuito de distribución

Una vez elegido el tipo de tuberías se debe trazar el recorrido de éstas tratando que el recorrido sea lo más corto posible para reducir las pérdidas térmicas y la pérdida de carga.

Para hacer un estudio detallado dividiremos el sistema hidráulico en dos subsistemas:

- Subsistema hidráulico de captación.
- Subsistema hidráulico de acumulación.

Subsistema hidráulico de captación.

El circuito está compuesta por una tubería principal del que derivan las tuberías secundarias encargadas de distribuir el caudal a las cuatro baterías de colectores, conectadas entre sí en paralelo. Por tanto, el primer tramo lleva todo el caudal que resulta de la suma del caudal que recorre todos colectores. A medida que el fluido recorre la tubería principal, hay una derivación hacia cada batería por lo que el caudal que la recorre disminuye y por tanto la tubería principal se divide en tres tramos.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Las tuberías secundarias corresponden a cuatro, una para cada batería de captadores, y son las derivaciones de la tubería principal, en sí mismas constituyen otros cuatro tramos.

Debido a que no todas las baterías tienen el mismo número de colectores (hay tres baterías de 6 colectores y una de cuatro colectores) el circuito de retorno no es idéntico al de alimentación.

En la figura 3.39 se muestra la disposición del subsistema hidráulico de captación:

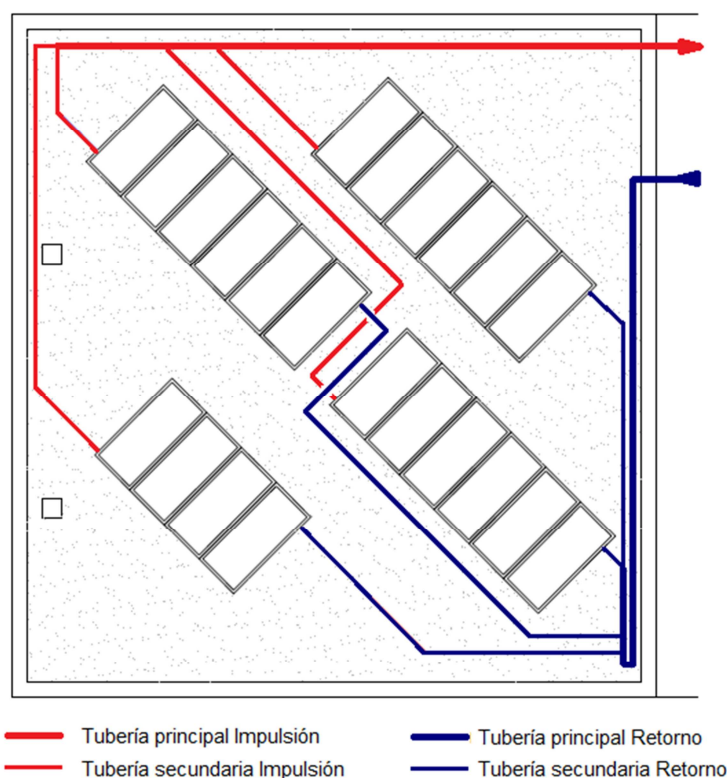


Figura 3.39 Trazado del circuito de distribución del subsistema de captación.

Subsistema hidráulico de acumulación.

Este subsistema es análogo al subsistema hidráulico de captación, con la diferencia de que la tubería principal distribuye el caudal a siete interacumuladores. Por tanto, se producen cinco tramos con distinto caudal.

Las tuberías secundarias corresponden a siete, una por cada depósito interacumulador, y todas tienen el mismo caudal.

En este caso el circuito de retorno es idéntico al de alimentación.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

En la figura 3.40 se muestra la disposición del subsistema hidráulico de acumulación:

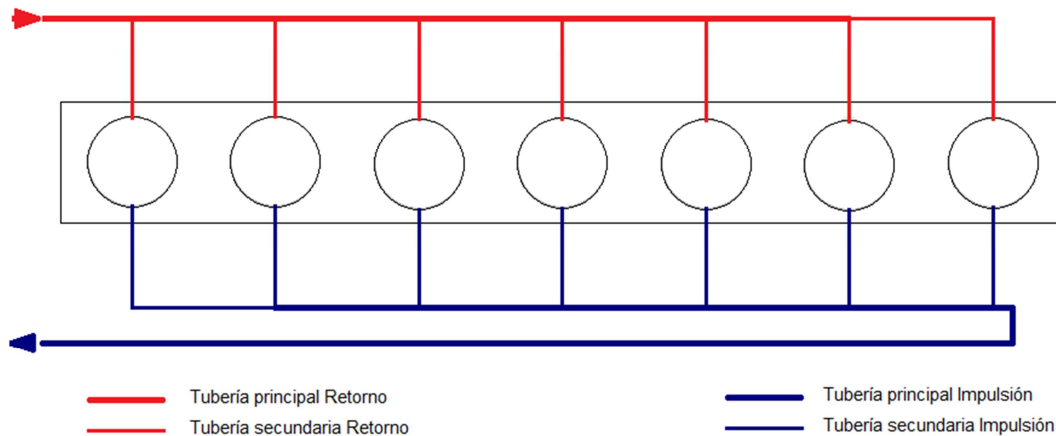


Figura 3.40 Trazado del circuito de distribución del subsistema de acumulación.

3.5.5.2 Dimensionado de las tuberías

Debido a la diferencia de caudales que se producen en el sistema de distribución es necesario dimensionar independientemente cada uno de los tramos, asegurando que la velocidad del fluido *Tyfocon LS* esté entre los valores establecidos por el (CTE) entre 0,3 y 1,5 m/s.

La determinación del diámetro de cada tramo de tubería se calculará con la siguiente expresión extraída de la ecuación de continuidad:

A través de la ecuación de continuidad (1) que relaciona la velocidad con el caudal se puede obtener, despejando, la expresión que nos da el diámetro:

$$Q = A \cdot v = \pi \cdot \left(\frac{D^2}{4}\right) \cdot V \quad (1)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{v \cdot \pi}}$$

donde:

- Q*: caudal del tramo en m^3/s .
v: velocidad del fluido caloportador en m/s.
A: área de la sección transversal del tubo en m^2 .
D: diámetro interior de la tubería en m.

El caudal nominal para cada placa es un dato que viene determinado por el fabricante, en nuestro caso 93,21 l/h por captador. Como los colectores están conectados en paralelo, el caudal total circulante es la suma de los caudales circulantes por cada colector:

$$Q = 93,21 \frac{l}{h} \cdot 22 = 2050,4 \frac{l}{h} = 5,69 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

La forma común de calcular el diámetro de las tuberías consiste en fijar una velocidad determinada constante (por ejemplo 1 m/s) y calcular el diámetro correspondiente para obtener esta velocidad.

Una vez calculado este diámetro se debe tener en cuenta que los diámetros normalizados son los recogidos según la norma *UNE 37-141-76* por lo que se debe escoger el diámetro nominal más parecido y comprobar posteriormente que cumple la especificación de la velocidad del fluido.

Diámetro exterior nominal en mm	Espesores en mm					
	0,75	1	1,2	1,5	2	2,5
	Diámetro interior en mm					
6	4,5	4				
8	6,5	6				
10	8,5	8				
12	10,5	10				
15	13,5	13				
18	16,5	16				
22		20	19,6	19		
28		26	25,6	25		
35		33	32,6	32		
42		40	39,6	39		
54			51,6	51		
63				60	59	
80				77	76	
100					96	95

Tabla 3.19 Tabla normalizada de diámetros en tuberías de cobre (fuente: UNE 37-141-76).

Con estas consideraciones se puede dimensionar el total del circuito hidráulico de distribución. Los resultados están contenidos en las tablas 3.20 y 3.21:

Tubería	Tramo	Caudal (l/h)	D _{teo} (mm)	D _{ext} (mm)	D _{int} (mm)	V (m/s)	Longitud (m)
Tubería principal	Impulsión Tramo 1º	2050,4	26,929	35	33	0,666	9,21
	Impulsión Tramo 2º	1491,2	22,965	28	26	0,780	1,01
	Impulsión Tramo 3º	932	18,156	28	26	0,488	2,14
Tuberías secundarias	Distribución de 1ª batería	372,8	11,483	18	16	0,515	9,03
	Distribución de 2ª batería	559,2	14,063	18	16	0,773	2,54
	Distribución de 3ª batería	559,2	14,063	18	16	0,773	9,97
	Distribución de 4ª batería	559,2	14,063	18	16	0,773	2,96
Tubería principal	Retorno Tramo 1º	2050,4	26,93	35	33	0,666	10,88
	Retorno Tramo 2º	1677,6	24,36	28	26	0,878	0,35
	Retorno Tramo 3º	1118,4	19,89	22	26	0,585	1,36
Tuberías secundarias	Retorno a 1ª batería	372,8	11,48	18	16	0,515	7,51
	Retorno a 2ª batería	559,2	14,06	18	16	0,773	11,29
	Retorno a 3ª batería	559,2	14,06	18	16	0,773	0,56
	Retorno a 4ª batería	559,2	14,06	18	16	0,773	7,17

Tabla 3.20 Cálculo del diámetro para los diferentes tramos del circuito hidráulico del subsistema de captación.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Tubería	Tramo	Caudal (l/h)	D _{teo} (mm)	D _{ext} (mm)	D _{int} (mm)	V (m/s)	Longitud (m)
Tubería principal	Tramo 1º	2050,4	26,929	35	33	0,666	8,17
	Tramo 2º	1757,4	24,931	35	33	0,571	1,19
	Tramo 3º	1464,5	22,759	28	26	0,766	1,19
	Tramo 4º	1171,6	20,356	28	26	0,613	1,19
	Tramo 5º	878,7	17,629	22	20	0,777	1,19
	Tramo 6º	585,8	14,394	22	20	0,518	1,19
Tubería secundaria	Distribución de 1º depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	0,83
	Distribución de 2º depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	0,83
	Distribución de 3º depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	0,83
	Distribución de 4º depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	0,83
	Distribución de 5º depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	0,83
	Distribución de 6º depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	0,83
	Distribución de 7º depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	1,51
Tubería principal	Retorno Tramo 1º	2050,4	26,929	35	33	0,666	0,14
	Retorno Tramo 2º	1757,4	24,931	35	33	0,571	1,19
	Retorno Tramo 3º	1464,5	22,759	28	26	0,766	1,19
	Retorno Tramo 4º	1171,6	20,356	28	26	0,613	1,19
	Retorno Tramo 5º	878,7	17,629	22	20	0,777	1,19
	Retorno Tramo 6º	585,8	14,394	22	20	0,518	1,19
Tubería secundaria	Retorno a 1ª depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	0,83
	Retorno a 2ª depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	0,83
	Retorno a 3ª depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	0,83
	Retorno a 4ª depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	0,83
	Retorno a 5ª depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	0,83
	Retorno a 6ª depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	0,83
	Retorno a 7ª depósito	292,9	10,178	18	16	0,405	2,02

Tabla 3.21 Cálculo del diámetro para los diferentes tramos del circuito hidráulico del subsistema de acumulación.

Para una visión completa de la distribución en planta del circuito hidráulico consultar el plano 3.7 *planta azotea esquema hidráulico*.

3.5.5.3 Aislamiento de las tuberías

Las tuberías del circuito primario deben estar convenientemente aisladas tal y como se prescribe en el (CTE) y en (EN9):

El aislamiento de las tuberías de intemperie deberá llevar una protección externa que asegure la durabilidad ante las acciones climatológicas admitiéndose revestimientos con pinturas asfálticas, poliésteres reforzados con fibra de vidrio o pinturas acrílicas. El aislamiento no dejará zonas visibles de tuberías o accesorios, quedando únicamente al exterior los elementos que sean necesarios para el buen funcionamiento y operación de los componentes.

El (RIT) establece el grosor mínimo del aislamiento de las tuberías en función de la temperatura máxima del fluido que circula por su interior y el diámetro de la



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

canalización. En las tablas 3.22 y 3.23 se indican los espesores mínimos de aislamiento para tuberías en función de la temperatura del fluido y de si están en exterior o en interior:

Diámetro exterior tubería sin aislar mm	Temperatura del fluido		
	40 a 66°C	66 a 100°C	101 a 150°C
D < 35	20	20	30
35 < D < 60	20	30	40
60 < D < 90	30	30	40
90 < D < 140	30	40	50
D > 140	30	40	50

Tabla 3.22 Espesores mínimos de aislamiento para tuberías interiores, en mm (fuente: IDAE).

Diámetro exterior tubería sin aislar mm	Temperatura del fluido		
	40 a 66°C	66 a 100°C	101 a 150°C
D < 35	30	30	40
35 < D < 60	30	40	50
60 < D < 90	40	40	50
90 < D < 140	40	50	60
D > 140	40	50	60

Tabla 3.23 Espesores mínimos de aislamiento para tuberías exteriores, en mm (fuente: IDAE).

Estos espesores mínimos son válidos para materiales de aislamiento con una conductividad térmica λ igual a 0,04 W/(m·K) a 20°C.

El aislamiento para el circuito primario será de espuma elastomérica de la marca *Armacell*, que cumple con las especificaciones técnicas. En cuanto al espesor del aislante, como se pueden alcanzar temperaturas de hasta 150°C, se colocarán aislamientos de 40 mm en todos los tramos.

3.5.5.4 Otros elementos del circuito hidráulico

3.5.5.4.1 Válvulas de seguridad

Se utilizarán válvulas de seguridad de tipo resorte, con un valor de presión máxima de 6 bar. Se deberá instalar una válvula de seguridad por fila de captadores, cuatro en total, con el fin de proteger la instalación, tal y como se indica en la normativa (CTE).

Además, el grupo hidráulico deberá disponer también de una válvula de seguridad de 6 bar de acuerdo con la norma (EN7).



3.5.5.4.2. Válvulas de corte

Se instalarán válvulas de corte de tipo esfera en la entrada y salida de las cuatro baterías de captadores y entre la bomba, de manera que puedan utilizarse para aislamiento de estos componentes en labores de mantenimiento, sustitución, etc., tal y como se indica en la normativa (CTE).

3.5.5.4.3. Válvulas de equilibrado

Se instalará una válvula de equilibrado de tipo asiento en cada batería de captadores para conseguir un equilibrado hidráulico en todo el circuito primario. Las válvulas se deberán ajustar adecuadamente para que generen la pérdida de carga necesaria y conseguir el caudal de proyecto en cada batería de captadores.

Éstas serán de la marca *Frese* modelo *Alpha* y se seleccionarán los cartuchos en función del caudal y la válvula según el diámetro de la tubería.

3.5.5.4.4. Válvulas antirretorno

Para evitar flujos inversos del fluido caloportador en el circuito se instalará una válvula antirretorno de tipo clapeta.

3.5.5.4.5. Purgadores

Se instalará un purgador manual en los puntos altos de la salida de cada batería de captadores, con el fin de eliminar cualquier bolsa de aire en la puesta en marcha de la instalación, tal y como se indica en la normativa (CTE).

3.5.6. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

En ciertas épocas del año, principalmente en verano, es posible que el edificio no consuma toda la energía producida. Los colectores, que funcionan mediante efecto invernadero, pueden llegar a trabajar a temperaturas cercanas a los 150°C. Este aumento de temperatura provoca un aumento de presión en el circuito cerrado, por lo que la instalación queda sometida a esfuerzos que acortan la vida útil de la instalación.

Además, si se supera la presión máxima a la que está tarada la válvula de seguridad, ésta se activa provocando el vaciado del circuito.

Por tanto, para evitar sobrecalentamientos del fluido caloportador del sistema y, por consecuencia, sobrepresiones que podrían reducir la vida útil de la instalación o la actuación de la válvula de seguridad es necesaria la instalación de un circuito disipador de energía.

Existen dos tipos de disipadores de energía, aerotermo disipador y disipador térmico por gravedad. La diferencia entre ambos radica en que el disipador térmico por gravedad no necesita electricidad para su funcionamiento y por tanto es más efectivo.

El circuito de refrigeración estará constituido de una válvula termostática, tarada a 90°C y unas baterías aleteadas de tubo de cobre que disipan el calor residual. Cuando el fluido caloportador, por falta de consumo y con la bomba de circulación parada, llega a la temperatura de consigna, se abre la válvula y recircula por termosifón a través de la

batería, manteniendo la temperatura, aproximada, de 90°C en el colector, tal y como se indica en la figura 3.41:

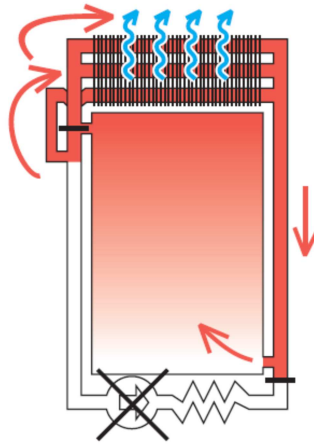


Figura 3.41 Funcionamiento del sistema de refrigeración por gravedad (fuente: Salvador Escoda).

El caudal que debe circular por el circuito de refrigeración es de 2050,4 l/h y la temperatura que se debe absorber es de 10°C, por lo que el calor necesario para disipar se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Pot_{disipada}[W] = \dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot c_p \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \cdot \Delta T[K]$$

Sabiendo que la densidad del fluido caloportador es de 1034 Kg/m³ y que el calor específico es de 3,56 kJ/kg·K se puede encontrar la potencia a disipar mediante el disipador térmico por gravedad.

$$Pot_{disipada} = 20965,57 W$$

La solución adoptada es la instalación de dos disipadores térmicos por gravedad, modelo *Disip. 5* y *Disip. 3*, en cada batería de seis colectores y un disipador térmico, modelo *Disip.4*, en la batería de cuatro colectores. Suministrados por Salvador Escoda con las siguientes características:

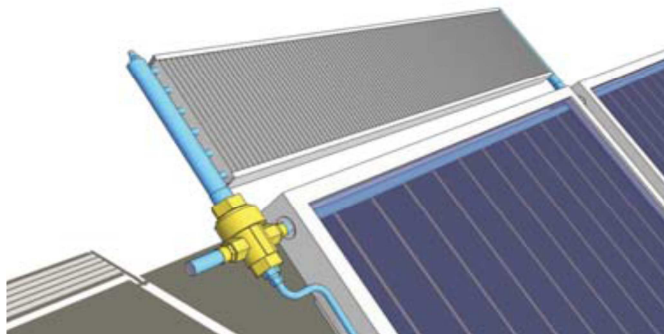


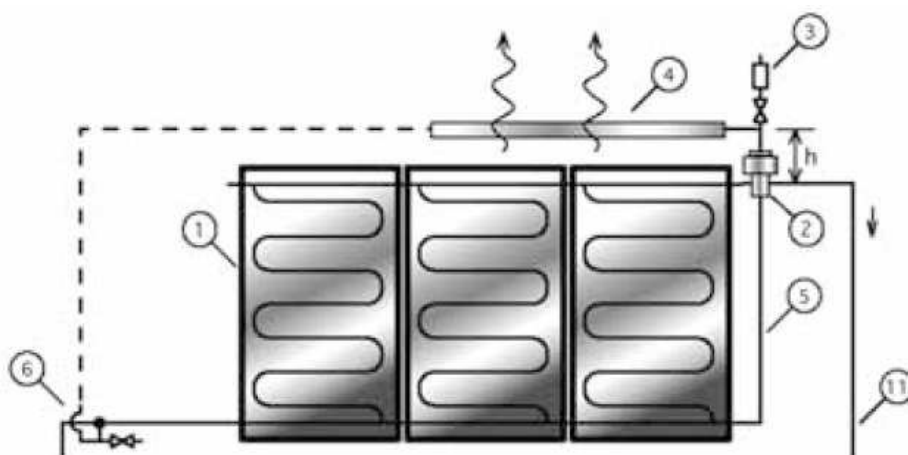
Figura 3.42 Disipador de por gravedad (fuente: Salvador Escoda).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

- Potencia disipada del modelo *Disip.3*: 2000 W.
- Potencia disipada del modelo *Disip.4*: 3000 W.
- Potencia disipada del modelo *Disip.5*: 4000 W.

A continuación, en la figura 3.43, se muestra el esquema de instalación de un disipador térmico por gravedad:



- | | |
|--|--|
| 1. Tres colectores montados en paralelo | 4. Batería intercambiadora de calor agua-aire |
| 2. Válvula termostática mecánica tarada a 90°C | 5. Tubo "chivato" (diámetro 10 mm) da la señal a la válvula termostática |
| 3. Purgador de aire | 6. Conexión en "sifón" de retornos |
| 11. Ida | |

Figura 3.43 Equipo disipador por gravedad en colectores tubo único "Meandro" o en serie (fuente: Salvador Escoda).

3.5.7. SISTEMA DE IMPULSIÓN

En la mayoría de los sistemas térmicos de energía solar instalados, la ubicación de los captadores está en cotas superiores a la del acumulador, como en el caso que estamos tratando.

En estas situaciones la circulación del fluido caloportador entre los captadores y el acumulador no puede realizarse mediante convención natural, ya que la parte más caliente (captador soleado) está situado en el punto más alto de la instalación y no hay ninguna fuerza natural que haga subir el agua fría del acumulador que se encuentra en un punto más bajo de la instalación.

Por ello es necesario la utilización de un trabajo externo que permita la circulación del fluido caloportador de la zona inferior del acumulador (zona fría) en dirección a la parte más baja de los captadores. Este trabajo externo lo realizará un sistema de impulsión (bomba) adecuado para el circuito.



3.5.7.1 Pérdidas de carga

Las pérdidas de carga totales que debe vencer el fluido a lo largo del circuito son la suma de la pérdida de carga debido a fricción (pérdidas de carga lineales), las pérdidas de carga singulares y la pérdida de carga en los colectores.

A continuación se resume las características del fluido caloportador (apartado 3.5.2) necesarias para el cálculo de pérdidas de carga:

Fluido	Solución acuosa al 42% de 1,2-propilenglicol
ρ	1008,5 kg/m ³
μ	0,0018 N·s/m ²

Pérdidas de carga lineales

Para calcular las pérdidas de carga que sufre el fluido debido a la fricción con las paredes de la tubería se utiliza la expresión de Darcy-Weisbach, una de las fórmulas más exactas para el cálculo de pérdidas en tuberías, que tiene la siguiente expresión:

$$\Delta h_{lineales} = f \cdot \frac{L \cdot v^2}{D \cdot 2g} = \frac{8fLQ^2}{g\pi^2 D^5}$$

En donde:

Δh Pérdida de carga lineal m

L Longitud de la tubería m

D Diámetro de la tubería m

f Coeficiente de fricción adimensional

v Velocidad media del fluido m/s

Q Caudal m^3/s

Donde todos los parámetros son conocidos a excepción de f , el coeficiente de fricción. Para el cálculo del coeficiente de fricción existen múltiples ecuaciones. Una de las más aceptadas universalmente por su exactitud es la ecuación de *Colebrook-White* que sirve para todo tipo de flujos y rugosidades. La expresión es la siguiente:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\left(\frac{\varepsilon}{3,71D} \right) + \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \right]$$

Donde el coeficiente de Reynolds tiene la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu}$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Con:

ρ Densidad del fluido en kg/m^3

v Velocidad del fluido en la tubería en m/s .

L Longitud característica, que en una tubería corresponde al diámetro interior de la tubería D en m .

μ Viscosidad dinámica del fluido en $kg/m \cdot s$.

Para resolverlo de manera más sencilla se utiliza el ábaco de *Moody*, que modeliza la ecuación de *Colebrook-White* en un diagrama de fácil manejo en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa (ε_r), un parámetro adimensional que depende de la rugosidad absoluta del material (ε).

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D}$$

La rugosidad absoluta depende del material y del método de fabricación. Para tuberías de cobre lisas la rugosidad es de $0,0015 \text{ mm}$.

El diagrama de *Moody* se muestra en la figura 3.44:

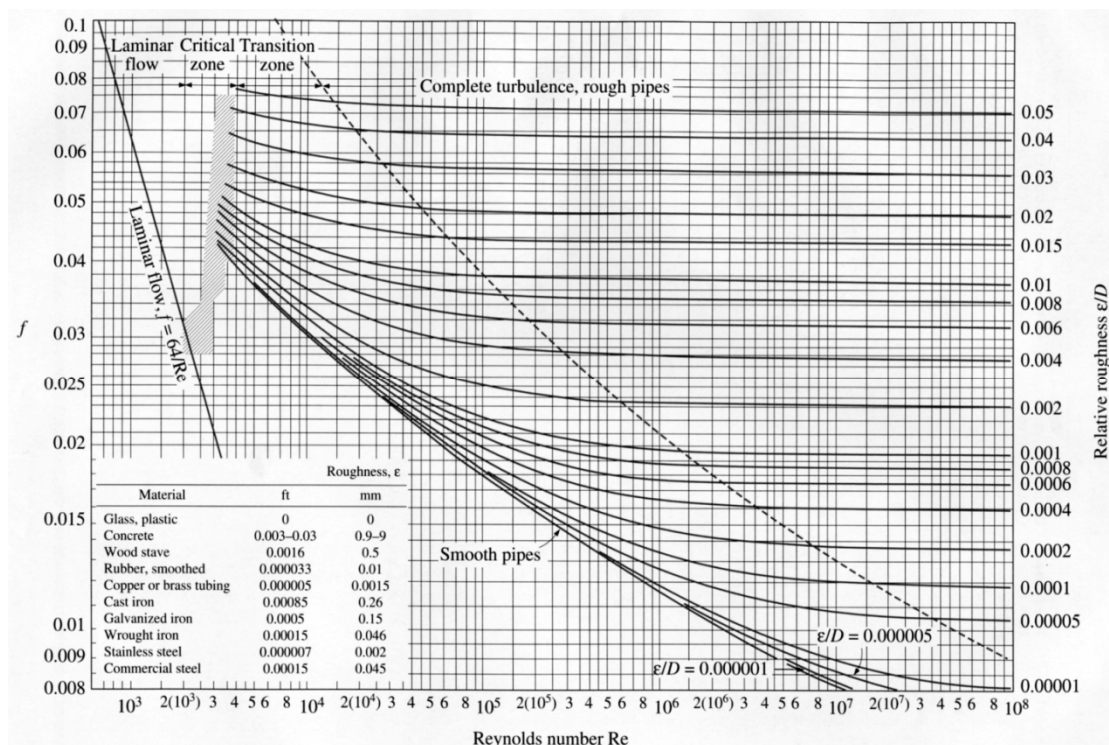


Figura 3.44 Diagrama de *Moody* (fuente: Asignatura Instalaciones y máquinas hidráulicas).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Las pérdidas lineales debidas a la fricción del fluido con las tuberías se muestran en las tablas 3.24 y 3.25:

Tubería	Tramo	L (m)	D _{int} (mm)	V (m/s)	Caudal (l/h)	Re	ε/D	f	Δh (mca)
Tubería principal	Impulsión Tramo 1º	12,21	33	0,666	2050,4	12208,43	4,55E-05	0,0292	0,250
	Impulsión Tramo 2º	1,01	26	0,780	1491,2	11269,32	5,77E-05	0,0294	0,036
	Impulsión Tramo 3º	2,14	26	0,488	932	7043,32	7,50E-05	0,031	0,117
Tuberías secundarias	Distribución de 1ª batería	9,03	16	0,515	372,8	4578,16	9,38E-05	0,038	0,297
	Distribución de 2ª batería	2,46	16	0,773	559,2	6867,24	9,38E-05	0,0338	0,162
	Distribución de 3ª batería	10,07	16	0,773	559,2	6867,24	9,38E-05	0,0338	0,662
	Distribución de 4ª batería	2,96	16	0,773	559,2	6867,24	9,38E-05	0,0338	0,195
Tubería principal	Retorno Tramo 1º	13,88	33	0,666	2050,4	12208,43	4,55E-05	0,0292	0,284
	Retorno Tramo 2º	0,35	26	0,878	1677,6	12677,98	5,77E-05	0,0280	0,015
	Retorno Tramo 3º	1,36	26	0,585	8451,9	10987,59	7,50E-05	0,0301	0,104
Tuberías secundarias	Retorno a 1ª batería	7,51	16	0,515	372,8	4578,16	9,38E-05	0,0380	0,247
	Retorno a 2ª batería	11,29	16	0,773	559,2	6867,24	9,38E-05	0,0338	0,742
	Retorno a 3ª batería	0,56	16	0,773	559,2	6867,24	9,38E-05	0,0338	0,037
	Retorno a 4ª batería	5,81	16	0,773	559,2	6867,24	9,38E-05	0,0338	0,382

Tabla 3.24 Cálculo de pérdidas de carga lineales en el circuito de captación.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Tubería	Tramo	L (m)	D _{int} (mm)	V (m/s)	Caudal (l/h)	Re	ε/D	f	Δh (mca)
Tubería principal	Impulsión Tramo 1º	8,17	33	0,666	2050,4	12208,43	4,55E-05	0,0292	0,1672
	Impulsión Tramo 2º	1,19	33	0,571	1757,4	10463,86	4,55E-05	0,0315	0,0193
	Impulsión Tramo 3º	1,19	26	0,766	1464,5	11067,54	5,77E-05	0,0295	0,0413
	Impulsión Tramo 4º	1,19	26	0,613	1171,6	8854,03	5,77E-05	0,0310	0,0278
	Impulsión Tramo 5º	1,19	20	0,777	878,7	8632,68	7,50E-05	0,0310	0,0581
	Impulsión Tramo 6º	1,19	20	0,518	585,8	5755,12	7,50E-05	0,0350	0,0291
Tubería secundaria	Distribución de 1º depósito	2,02	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0186
	Distribución de 2º depósito	0,83	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0186
	Distribución de 3º depósito	0,83	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0186
	Distribución de 4º depósito	0,83	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0186
	Distribución de 5º depósito	0,83	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0186
	Distribución de 6º depósito	0,83	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0186
	Distribución de 7º depósito	0,83	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0453
Tubería principal	Retorno Tramo 1º	0,14	33	0,666	2050,4	12208,43	4,55E-05	0,0292	0,0029
	Retorno Tramo 2º	1,19	33	0,571	1757,4	10463,86	4,55E-05	0,0315	0,0193
	Retorno Tramo 3º	1,19	26	0,766	1464,5	11067,54	5,77E-05	0,0295	0,0413
	Retorno Tramo 4º	1,19	26	0,613	1171,6	8854,03	5,77E-05	0,0310	0,0278
	Retorno Tramo 5º	1,19	20	0,777	878,7	8632,68	7,50E-05	0,0310	0,0581
	Retorno Tramo 6º	1,19	20	0,518	585,8	5755,12	7,50E-05	0,0350	0,0291
Tubería secundaria	Retorno a 1ª batería	0,83	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0186
	Retorno a 2ª batería	0,83	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0186
	Retorno a 3ª batería	0,83	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0186
	Retorno a 4ª batería	0,83	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0186
	Retorno a 5ª batería	0,83	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0186
	Retorno a 6ª batería	0,83	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0186
	Retorno a 7ª batería	2,02	16	0,405	292,9	3596,95	9,38E-05	0,0420	0,0453

Tabla 3.25 Cálculo de pérdidas de carga lineales en el circuito de acumulación.

Pérdidas de carga en singularidades

Además de las pérdidas de carga por rozamiento, en las tuberías se producen un tipo de pérdidas que tienen lugar en puntos singulares de las tuberías (estrechamientos, ensanchamientos, codos, válvulas...) y que se deben a fenómenos de turbulencia.

Excepto en casos excepcionales, estas pérdidas sólo se pueden calcular de forma empírica y, al ser debidas a una disipación de energía motivada por las turbulencias se pueden expresar en función de la altura cinética, corregida mediante un coeficiente empírico K . Este coeficiente se encuentra tabulado en diversa bibliografía (en nuestro caso hemos escogido los valores de K tabulados en la asignatura instalaciones y máquinas hidráulicas). La expresión que calcula la pérdida de carga en estos elementos es la siguiente:

$$\Delta h = K \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

donde:

Δh Pérdida de carga singulares en *m.c.a.*

v Velocidad del fluido en singularidad en *m/s*.

D gravedad en *m/s²*.

K Coeficiente adimensional.

Para el cálculo de pérdidas lineales se han tenido en cuenta los codos, ensanchadores y reductores de dinámico, bifurcaciones divergentes y convergentes de corriente, válvulas de corte en posición completamente abiertas.

El cálculo de las pérdidas lineales para los distintos elementos se indica en la tabla 3.26:

Elemento	Nº elementos	V (m/s)	K	Δh (mca)
Codo 90° D33	9	0,66	0,3	0,0067
Codo 90° D16	7	0,77	0,3	0,0091
Curva 45° D 16	4	0,77	0,2	0,0060
T flujo directo D26	3	0,88	0,2	0,0079
T flujo directo D16	15	0,77	0,2	0,0060
T flujo lateral D16	18	0,77	1	0,0302
Válvula de corte abierta D16	22	0,77	0,15	0,0045
Difusor 26-33 mm	4	0,88	0,56	0,0221
Difusor 20-26 mm	3	0,88	0,56	0,0221
Reductor 33-26 mm	4	0,88	0,56	0,0221
Reductor 26-20 mm	2	0,88	0,56	0,0221

Tabla 3.26 Cálculo de pérdidas de carga en singularidades.

Pérdidas de carga en depósitos intertumuladores

Viene determinada por el fabricante mediante la figura 3.45:

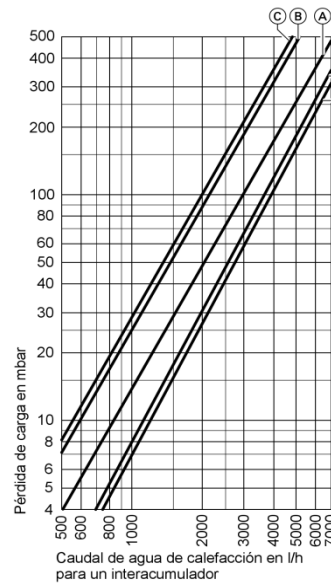


Figura 3.45 Pérdida de carga en el depósito intertumulador Vitocell 100V (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).

Como la capacidad de nuestro intertumulador es de 500 l la gráfica que utilizaremos es la C. El caudal correspondiente a un depósito es de 292'2 l/h, pero la gráfica está tabulada hasta 500 l/h, por tanto escogeremos el valor mínimo de pérdida de carga para la curva C 8 mbar:

$$\Delta h_{\text{interacumulador}} = 0,08 \text{ mca}$$

Pérdidas de carga en colectores

Viene determinada por el fabricante mediante la figura 3.46:

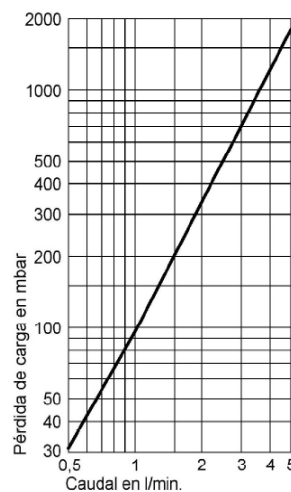


Figura 3.46 Pérdida de carga en el captador Vitosol 200-F (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

El caudal correspondiente a cada panel es de $93'2 \text{ l/h} \rightarrow 1,55 \text{ l/min}$ entonces la pérdida de carga es de 220 mbar :

$$\Delta h_{\text{colector}} = 2,2 \text{ mca}$$

Pérdida de carga Total

Para el cálculo de la pérdida de carga total no se tendrá en cuenta la suma de todas las cargas lineales y singulares calculadas anteriormente, sino aquellas que pertenezcan al recorrido más desfavorable, por tratarse de un circuito hidráulico con las baterías de captadores conectadas en paralelo.

La altura manométrica H de la bomba en el punto de trabajo debe compensar las pérdidas de carga totales y viene definida por:

$$H = \Delta h_{\text{Tuberías}} + \Delta h_{\text{Singularidades}} + \Delta h_{\text{Interacumulador}} + \Delta h_{\text{Captador}} + 5\%_{\text{Seguridad}}$$

La suma de los valores obtenidos anteriormente dan unas pérdidas de carga de:

$$H = 2,017 + 0,352 + 0,08 + 2,2 + 0,232 = 4,881 \text{ mca}$$

3.5.7.2 Selección de la bomba

Para la instalación y el dimensionado de la bomba del circuito primario, se cumplirán los requisitos establecidos en el (CTE):

Si el circuito de captadores está dotado con una bomba de circulación, la pérdida de carga o caída de presión se debería mantener aceptablemente baja en todo el circuito.

Las tuberías conectadas a las bombas se soportarán en las inmediaciones de éstas, de forma que no provoquen esfuerzos recíprocos de torsión o flexión. El diámetro de las tuberías de acoplamiento no podrá ser nunca inferior al diámetro de la boca de aspiración de la bomba.

En instalaciones con superficies de captación superiores a 50 m^2 se montarán dos bombas idénticas en paralelo, dejando una de reserva, tanto en el circuito primario como en el secundario. En este caso se establecerá el funcionamiento alternativo de las mismas, de forma manual o automática.

En el caso del presente proyecto se instalará dos bombas en el circuito primario, puesto que la superficie de captación tiene un área de referencia de $51,26 \text{ m}^2$.

Para la selección de la bomba se pueden utilizar dos métodos:

El primer método sería calcular la potencia necesaria para impulsar el fluido y asegurar que la bomba pueda suministrar la potencia eléctrica necesaria para impulsar el fluido. La potencia de la bomba se calculará con la siguiente expresión:

$$P_{\text{bomba}} = \frac{m_{\text{fluido}} \cdot H}{\rho_{\text{fluido}} \cdot \eta}$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Siendo:

m_{fluido} Gasto másico del fluido en kg/s

ρ_{fluido} Densidad del fluido en kg/m^3

H Altura manométrica de la bomba en Pa

η Rendimiento de la bomba

Teniendo en cuenta que el rendimiento de las bombas para ACS suele ser muy bajo, tomamos aproximadamente un 30%, la potencia obtenida de la bomba es la siguiente:

$$P_{\text{bomba}} = \frac{0,574 \frac{kg}{s} \cdot 47864,95 Pa}{1008,5 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,3} = 90,8 W$$

Otro modo de seleccionar la bomba es recurrir directamente a las curvas de funcionamiento $Q-H$ que ofrecen los fabricantes y que muestran la relación máxima de caudal y altura que puede ofrecer la bomba funcionando a potencia máxima.

En este caso el caudal que debe impulsar la bomba es de 2050,4 l/h y debe ser capaz de vencer una pérdida de carga de 4,881 $m.c.a.$

Con los datos obtenidos la bomba seleccionada corresponde a la marca *Grundfos* modelo *UPS Solar 25-120 180* capaz de suministrar 217 W de potencia.



Figura 3.47 Bomba marca Grundfos modelo UPS Solar 25 (fuente: Grundfos).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

La curva característica y el punto de aplicación se muestran en la figura 3.48:

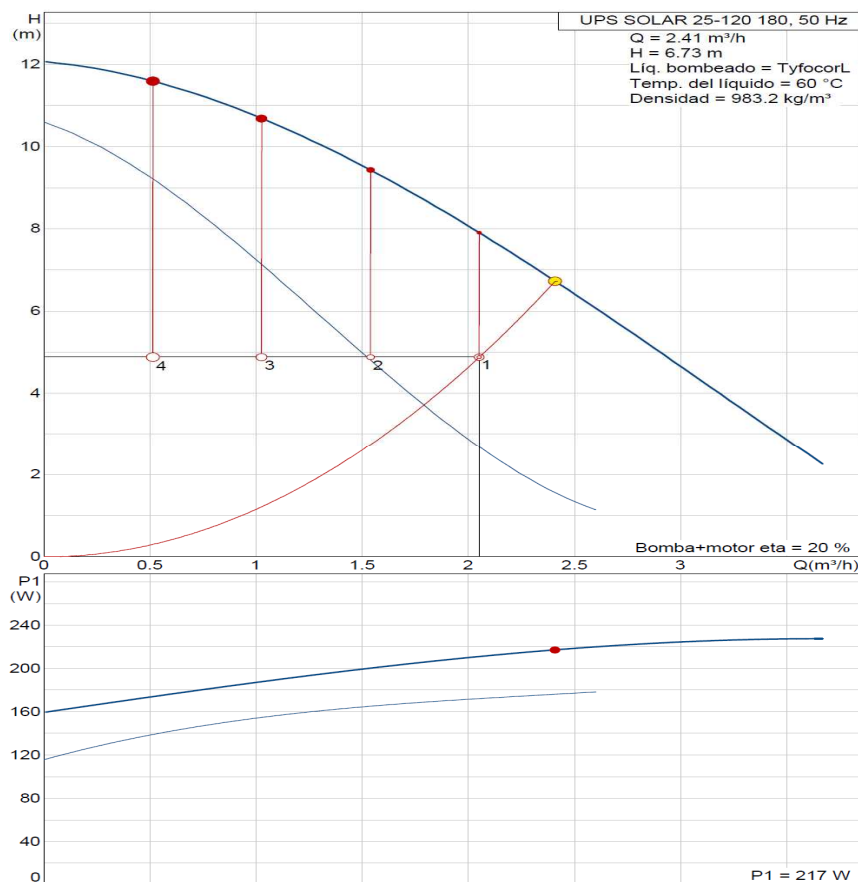


Figura 3.48 Curva característica de la bomba seleccionada, UPS Solar 25 (fuente: Grundfos).

3.5.8. SELECCIÓN DEL VASO DE EXPANSIÓN

Para la instalación y el dimensionado del vaso de expansión cerrado del circuito primario, se cumplirán los siguientes requisitos establecidos en el (CTE) y (EN8):

El vaso de expansión deberá ser capaz de compensar el volumen del medio de transferencia de calor en todo el grupo de captadores completo incluyendo todas las tuberías de conexión entre captadores más un 10 %.

Se tendrán en cuenta también las recomendaciones técnicas del (IDA):

La tubería de conexión del vaso de expansión no se aislará térmicamente y tendrá volumen suficiente para enfriar el fluido antes de alcanzar el vaso.

Los datos que sirven de base para la selección del vaso son los siguientes:

- Volumen total de agua en la instalación, en litros.
- Temperatura mínima de funcionamiento, para la cual se asumirá el valor de 10°C, a la que corresponde la máxima densidad.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

- Temperatura máxima que pueda alcanzar el agua durante el funcionamiento de la instalación.
- Presiones mínima y máxima de servicio, en bar, cuando se trate de vasos cerrados.
- Volumen de expansión calculado, en litros.

A continuación se expondrán los cálculos para el dimensionado correcto del vaso de expansión del circuito primario, siguiendo las recomendaciones de Viessmann.

En primer lugar, se calculará el volumen total del fluido caloportador en el circuito primario de la instalación V_t , el cual se compone de la suma total de los contenidos de los captadores, de las tuberías, del intercambiador de calor y de los accesorios.

En la tabla 3.27 se indica el volumen de los diferentes elementos que componen la instalación, así como el volumen total:

	Tuberías y accesorios	Capatadores	Intercambiadores	Total
Volumen (l)	49,87	40,26	87,50	177,63

Tabla 3.27 Volumen de los tubos de cobre en la instalación solar.

Al calentarse el circuito primario el fluido caloportador se expande. La diferencia entre el volumen líquido en el estado caliente y frío del fluido se denomina volumen de dilatación V_d :

$$V_d = V_t \cdot \Delta t \cdot \beta \quad (1)$$

El fabricante del anticongelante nos suministra una gráfica del coeficiente de expansión cúbica, β , en función de la temperatura del fluido. En el caso de este proyecto se considera una diferencia de temperaturas máxima de 211 K entre el estado frío, por ejemplo de 10°C, y la operación de trabajo máxima del captador, según fabricante a 221°C:

$$\beta = 85 \cdot 10^{-5} K^{-1} \text{ a la temperatura de referencia de } 115,5^\circ C$$

$$V_d = 177,63 l \cdot 211 K \cdot 85 \cdot 10^{-5} K^{-1} = 31,85 l \quad (2)$$

Para calcular el volumen de seguridad se ha estimado que sea del 0,5% del volumen total de la instalación:

$$V_r = V_t \cdot 0,005 = 177,63 l \cdot 0,005 = 0,89 l \quad (3)$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Teniendo en cuenta que se debe superar un mínimo de 3 litros, el volumen de seguridad será:

$$V_r = 3 \text{ l}$$

El volumen útil del vaso de expansión equivale a la suma del volumen de dilatación V_d , del volumen de reserva V_r y del volumen contenido en los captadores V_c :

$$V_u = V_d + V_r + V_c = 31,85 \text{ l} + 0,89 \text{ l} + 40,26 \text{ l} = 73 \text{ l} \quad (4)$$

El volumen nominal del vaso de expansión, que es el que determinará el dimensionado de éste, debe ser considerablemente mayor al volumen útil, debido a que la presión en el lado del gas aumenta al entrar el fluido del circuito primario. La relación entre el volumen nominal y el volumen útil del vaso de expansión está determinado por el denominado factor presión:

$$V_n = F_p \cdot V_u \quad (5)$$

El factor de presión corresponde al cociente de la presión final y la diferencia entre la presión final y la presión inicial en el lado del gas del vaso de expansión:

$$F_p = \frac{P_{final} + 1}{P_{final} - P_{inicial}} \quad (6)$$

La presión inicial en el lado del gas del vaso de expansión se calcula al sumar la presión estática P_{est} con la presión mínima en el estado frío P_{inf} :

$$P_{inicial} = P_{est} + P_{inf} \quad (7)$$

La presión estática se calcula en función de la diferencia de cotas (Δh) entre el vaso de expansión y el borde superior del captador, aumentando 1 *bar* por cada 10 metros de diferencia de cotas. En este caso es de 1 metro, puesto que están en el mismo nivel captador y vaso de expansión:

$$P_{est} = \Delta h \cdot \left(\frac{1 \text{ bar}}{10 \text{ m}} \right) = 0,1 \text{ bar} \quad (8)$$

La presión mínima en el estado frío se ajustará durante su instalación con el vaso de expansión desconectado del circuito. El valor que ha de cumplir es de 0,7 *bar*. Entonces a partir de (8):

$$P_{inicial} = 0,8 \text{ bar} \quad (7)$$

La presión nominal de la válvula de seguridad P_{vs} que constituye el límite de presión de la instalación será de 5,5 *bar*. A fin de evitar que salte la válvula de seguridad durante todas las condiciones de operación, es necesario dejar un margen entre la presión nominal de la válvula de seguridad y la presión final de la instalación. Este margen ha de ser de un 10% aproximadamente. Por consiguiente:

$$P_{final} = P_{vs} - P_{vs} \cdot 0,1 = 5,5 - 0,55 = 4,95 \text{ bar} \quad (9)$$

Por tanto, a partir de (7), (9) y (6), se obtendrá con (10) el volumen nominal del vaso de expansión a instalar:

$$F_p = \frac{P_{final} + 1}{P_{final} - P_{inicial}} = 1,43$$

$$V_n = F_p \cdot V_u = 104,66 \text{ l}$$

El vaso de expansión seleccionado tiene una capacidad de 150 litros, que es el volumen inmediatamente superior al calculado. Este volumen supone un margen de seguridad con respecto a lo máximo esperable. Está diseñado para instalaciones solares, dotado de una membrana capaz de soportar presiones de 6 bar.



Figura 3.49 Vaso de expansión (fuente: Salvador Escoda).

A continuación se muestra las características del vaso de expansión que ha sido seleccionado, suministrado por Salvador Escoda:





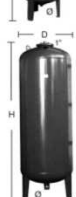
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS Y DIMENSIONES									
	Código	Artículo	Capacidad lts.	Presión máx. trabajo	Presión precarga bar	D mm	H mm	H1 mm	Conexión de agua Ø DIN 259
	AC 04 001	5 AMR-E	5	10	1,5	200	265	—	3/4"
	AC 04 008	5 AMR-E	5	10	1,5	200	265	—	1"
	AC 04 005	24 AMR-E	24	8	1,5	350	410	—	3/4"
	AA 15 205	24 AMR-E	24	8	1,5	350	410	—	1"
	AC 04 016	8 AMR	8	10	1,5	200	350	—	1"
	AC 04 017	15 AMR	15	10	1,5	270	320	—	1"
	AC 04 018	20 AMR	20	10	1,5	270	425	—	1"
	AC 04 020	50 AMR	50	10	1,5	360	620	—	1"
	AC 04 021	50 AMR-P	50	10	1,5	360	760	—	1"
	AC 04 025	80 AMR-P	80	10	1,5	450	750	—	1"
	AC 04 063	100 AMR-P	100	10	1,5	450	870	—	1"
	AC 04 022	150 AMR-B90	150	8	1,5	485	1.080	—	1-1/4"
	AC 04 023	200 AMR-B90	200	8	1,5	550	1.075	—	1-1/4"
	AC 04 024	300 AMR-B160	300	8	1,5	650	1.178	—	1-1/4"
	AA 15 227	100 AMR	100	16	1,5	485	805	—	1-1/2"
	AC 04 029	150 AMR	150	10	1,5	485	1.155	—	1-1/2"
	AC 04 030	220 AMR	220	10	1,5	485	1.405	—	1-1/2"
	AC 04 033	350 AMR	350	10	1,5	485	1.980	—	1-1/2"
	AC 04 031	500 AMR	500	10	1,5	600	2.085	—	1-1/2"
	AC 04 032	700 AMR	700	10	1,5	700	2.085	—	1-1/2"
	AC 04 027	1000 AMR	1000	10	1,5	850	2.225	—	2"
	AC 04 028	1400 AMR	1400	10	1,5	1000	2.320	—	2"

Tabla 3.28 Catálogos de vaso de expansión (fuente: Salvador Escoda).



3.5.9. SUBSISTEMA DE REGULACIÓN Y CONTROL

El sistema de regulación y control cumplirá lo se que establece en (CTE):

- El control de funcionamiento normal de las bombas del circuito de captadores, deberá ser siempre de tipo diferencial y deberá actuar en función de la diferencia entre la temperatura del fluido caloportador en la salida de la batería de los captadores y la del depósito de acumulación. El sistema de control actuará y estará ajustado de manera que las bombas no estén en marcha cuando la diferencia de temperaturas sea menor de 2°C y no estén paradas cuando la diferencia sea mayor de 7°C . La diferencia de temperaturas entre los puntos de arranque y de parada de termostato diferencial no será menor que 2°C .
- Las sondas de temperatura para el control diferencial se colocarán en la parte superior de los captadores de forma que representen la máxima temperatura del circuito de captación. El sensor de temperatura de la acumulación se colocará preferentemente en la parte inferior en una zona no influenciada por la circulación del circuito secundario o por el calentamiento del intercambiador.
- El sistema de control asegurará que en ningún punto la temperatura del fluido de trabajo descienda por debajo de una temperatura 3°C superior a la de congelación del fluido.

3.5.9.1 Equipos de regulación y control

La regulación escogida para la instalación solar es del fabricante Viessmann, modelo Vitosolic 200 (figura 3.50), con las siguientes características:

- Regulación electrónica por diferencia de temperatura para instalaciones con hasta cuatro consumidores.
- Para instalaciones bivalentes con colectores de energía solar y calderas a gasóleo/gas para la producción bivalente de A.C.S.
- Con lectura digital de la temperatura, balance de potencia y sistema de diagnóstico.
- Es posible la comunicación con regulaciones de caldera para la supresión de calentamiento posterior del interacumulador de A.C.S. y/o calentamiento del volumen de precalentamiento del A.C.S.,
- Control de bombas con regulación de revoluciones para sistemas de carga por estratos.
- Posibilidades de conexión para contador de calorías y/o célula solar.
- Para montaje en la pared, sondas de temperatura del interacumulador y del colector, así como otra sonda de temperatura más incluida en el volumen de suministro.



Figura 3.50 Regulación solar Vitosolic 200 (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).

La pletina de conexiones de la regulación Vitosolic 200, donde se muestran las entradas y salidas, se encuentra detallado en la figura 3.51:

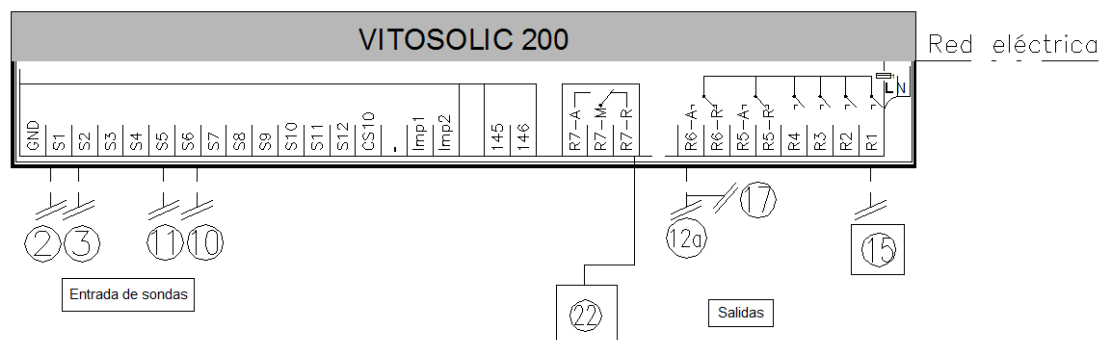


Figura 3.51 Pletinas de conexiones de la Regulación Vitosolic 200 (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).

La integración de la regulación en la instalación solar se detalla en la figura 3.52, donde se muestra un esquema de principio “estándar” de una instalación solar con acumulación centralizada acoplada en serie con un sistema centralizado de A.C.S. Esto nos permite una mejor visualización del funcionamiento del sistema de control.

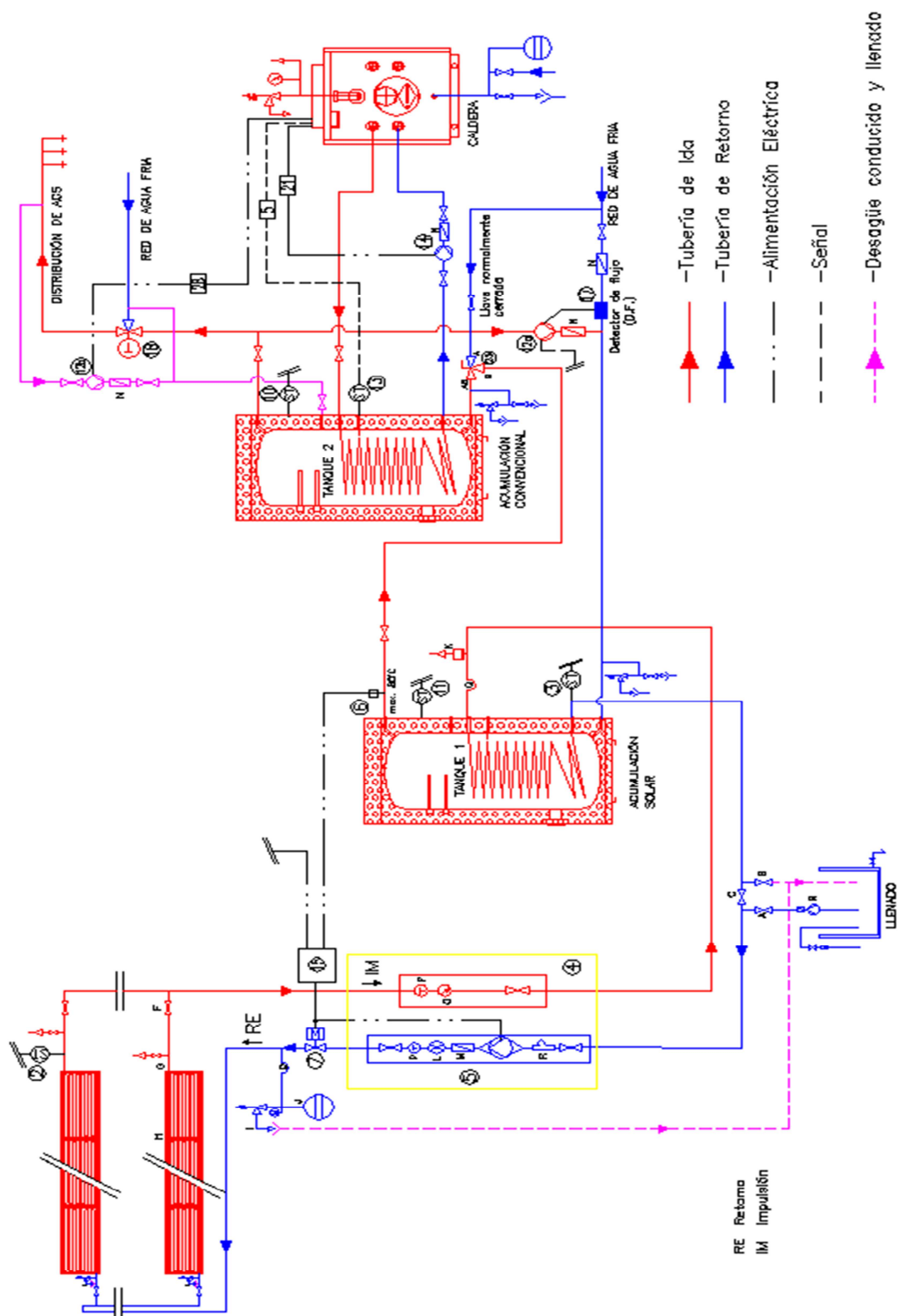


Figura 3.52 Sistema de control y regulación integrado en una instalación solar con acumulación centralizada acoplada en serie con un sistema centralizado de A.C.S (fuente: Documentación interna de Viessmann).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

3.5.9.2 Estrategias de funcionamiento en la instalación

El sistema de control es un sistema de regulación diferencial que se encarga de poner en marcha y parar la bomba, así como de parar la instalación en caso de que se active alguna señal de alarma por funcionamiento anómalo de la instalación.

Estará compuesto por un control global, que actúa sobre la bomba solar (elemento 5 en la figura 3.53), la bomba acumulación convencional (elemento 12a en la figura 3.53) y la bomba caldera (elemento 14 en la figura 3.53), en combinación con un control individual que se encarga de:

- Activar o desactivar el almacenamiento tanto de los depósitos de acumulación solar como de los depósitos de acumulación convencional en función de la temperatura del fluido que entra al depósito y la temperatura del agua contenida en el depósito.
- Activar o desactivar la caldera en función de la temperatura del depósito de acumulación convencional.

El sistema de control diferencial para el almacenamiento de los depósitos estará programado en modo de histéresis, de modo que el caudal circule por el acumulador solar cuando la diferencia de temperaturas (referente a la temperatura de captación) sea mayor que 8°C y deje de circular cuando la temperatura sea menor que 4°C .

Análogamente en el acumulador convencional, el caudal circulará cuando la diferencia de temperaturas (referente a la temperatura de acumulación del depósito de acumulación solar) sea mayor que 5°C y dejará de circular cuando la temperatura sea menor que 2°C .

A su vez, el sistema de control para el funcionamiento de la caldera estará programado de modo que ésta se active cuando la temperatura del acumulador convencional sea inferior a 45°C y se desactive cuando la temperatura sea superior a 60°C .

Los sensores de temperatura estarán situados en los captadores y en los depósitos de acumulación.

En caso que todos los depósitos de acumulación estén desconectados de la circulación de caudal (si la radiación incidente sobre las placas es insuficiente) el sistema activa la señal de paro de la bomba para dejar de consumir.

En caso de que la radiación solar sea demasiado elevada o el consumo insuficiente, el sistema de refrigeración (formado por disipadores térmicos por gravedad) se activará sin necesidad del sistema de control para evitar acortar la vida útil de la instalación.

También se instalará un manómetro junto a la válvula de seguridad, en caso que la presión supere la presión máxima establecida se parará la instalación.

Opcionalmente, se puede instalar una función que memorice la energía producida mediante un caudalímetro en el sistema de colección junto con un sensor de temperatura a la entrada y a la salida del campo de colectores.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Por último, se puede programar el sistema para que en caso de existir riesgos de helada la bomba se active haciendo circular el fluido y evitar así su congelación. Esta función se activará cuando la temperatura sea un par de grados superior a la temperatura de congelación del fluido.

En la tabla 3.29 se resumen las estrategias de funcionamiento comentadas anteriormente para este tipo de instalaciones solares:

ESTRATEGIAS DE FUNCIONAMIENTO			ESTADO DE LOS EQUIPOS				
Producción ACS	Función	Condiciones	5	7	12a	17	14
	Solar/Almacenamiento	$ST\ 2 > ST\ 3 + 8^{\circ}C$	ON	ON			
	Fin de almacenamiento	$ST\ 2 > ST\ 3 + 4^{\circ}C$	OFF	OFF			
		$ST\ 3 > 75^{\circ}C$	OFF	OFF			
		Termostato 6 $> 80^{\circ}C$	OFF	OFF			
	Acumulación en tanque 2	$ST\ 11 > ST\ 10 + 5^{\circ}C$ y no hay consumo de ACS			ON	ON	
ACS Caldera	Fin de acumulación en tanque 2	$ST\ 11 > ST\ 10 + 2^{\circ}C$ o hay consumo de ACS			OFF	OFF	
	Caldera/ACS	$ST\ 13 < 45^{\circ}C$					ON
	Fin caldera/ACS	$ST\ 13 > 45^{\circ}C$					OFF

Tabla 3.29 Estrategias de funcionamiento del equipo de regulación y control.

3.5.10. SUBSISTEMA DE ENERGÍA AUXILIAR

Para prevenir las posibles faltas derivadas de la insuficiente insolación, en determinadas horas o días, las instalaciones de energía solar térmica cuentan con un sistema de apoyo basado en energías convencionales, eléctricas, caldera de gas o gasóleo.

Adicionalmente se dispone de estos equipos de energía convencional auxiliar que se utiliza para complementar la contribución solar suministrando la energía necesaria para cubrir la demanda prevista, garantizando la continuidad del suministro de agua caliente en los casos de escasa radiación solar o demanda superior a la prevista.

El circuito de apoyo será el responsable de calentar el agua proveniente del sistema auxiliar hasta $45^{\circ}C$ cuando no llegue a esta temperatura.

3.5.10.1 Volumen de acumulación convencional

Para definir el volumen de acumulación convencional, debemos obtener primero el caudal de cálculo. Para ello, se aplicará la fórmula indicada en el apartado 5 de la norma UNE 149201:



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Tipo de Edificación	$Q_t > 20 \text{ l/s}$	$Q_t \leq 20 \text{ l/s}$		
		Si todo $Q_{\min} < 0,5 \text{ l/s}$	Si algún $Q_{\min} \geq 0,5 \text{ l/s}$	
			$Q_t \leq 1 \text{ l/s}$	$Q_t > 1 \text{ l/s}$
Edificios de viviendas	$Q_c = 1,7 \times (Q_t)^{0,21} - 0,7$	$Q_c = 0,682 \times (Q_t)^{0,45} - 0,14$	$Q_c = Q_t$	$Q_c = 1,7 \times (Q_t)^{0,21} - 0,7$
Edificios de oficinas, estaciones, aeropuertos	$Q_c = 0,4 \times (Q_t)^{0,54} + 0,48$			
Edificios de hoteles, discotecas, museos	$Q_c = 1,08 \times (Q_t)^{0,5} - 1,83$	$Q_c = 0,698 \times (Q_t)^{0,5} - 0,12$	$Q_c = Q_t$	$Q_c = (Q_t)^{0,366}$
Edificios de centros comerciales	$Q_c = 4,3 \times (Q_t)^{0,27} - 6,65$			
Edificios de hospitales	$Q_c = 0,25 \times (Q_t)^{0,65} + 1,25$			

Tipo de Edificación	$Q_t > 20 \text{ l/s}$	$Q_t \leq 20 \text{ l/s}$	
		$Q_t \leq 1,5 \text{ l/s}$	$Q_t > 1,5 \text{ l/s}$
Edificios de escuelas, polideportivos	$Q_c = -22,5 \times (Q_t)^{-0,5} + 11,5$	$Q_c = Q_t$	$Q_c = 4,4 \times (Q_t)^{0,27} - 3,41$

Tabla 3.30 Determinación del caudal de cálculo o caudal simultáneo (fuente: UNE 149201).

Donde Q_t es el caudal total instalado, es decir, la suma de los caudales mínimos de cada aparato que viene definido por la tabla 3.31:

Tipo de aparato	Caudal instantáneo mínimo de agua fría [dm ³ /s]	Caudal instantáneo mínimo de ACS [dm ³ /s]
Lavamanos	0,05	0,03
Lavabo	0,10	0,065
Ducha	0,20	0,10
Bañera de 1,40 m o más	0,30	0,20
Bañera de menos de 1,40 m	0,20	0,15
Bidé	0,10	0,065
Inodoro con cisterna	0,10	-
Inodoro con fluxor	1,25	-
Urinarios con grifo temporizado	0,15	-
Urinarios con cisterna (c/u)	0,04	-
Fregadero doméstico	0,20	0,10
Fregadero no doméstico	0,30	0,20
Lavavajillas doméstico	0,15	0,10
Lavavajillas industrial (20 servicios)	0,25	0,20
Lavadero	0,20	0,10
Lavadora doméstica	0,20	0,15
Lavadora industrial (8 kg)	0,60	0,40
Grifo aislado	0,15	0,10
Grifo garaje	0,20	-
Vertedero	0,20	-

Tabla 3.31 Caudal instantáneo mínimo para cada tipo de aparato (fuente: CTE DB HS4).

En nuestro caso, el edificio objeto del proyecto (Hotel NH Habana) consta de 124 habitaciones dobles y 32 habitaciones individuales, todas ellas equipadas con un lavabo y una bañera de 1,40 m o más.

Por tanto el caudal de cálculo Q_c queda determinado de la siguiente manera:

$$Q_c = 1,08 \cdot \sqrt{Q_t} - 1,83 = 5,11 \text{ l/s}$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Una vez obtenido el caudal de cálculo Q_c podremos calcular el volumen de acumulación convencional, para ello supondremos un tiempo de consumo punta de 20 minutos:

$$V = Q_c \cdot t = 6132 \text{ l}$$

La instalación existente dispone de 4 acumuladores de 2000 l de capacidad cada uno, por lo que no se realizará ningún cambio en el sistema de acumulación convencional.

3.5.10.2 Selección de la caldera

El dato decisivo para la elección de una caldera es su potencia nominal. A continuación se detalla el proceso de cálculo, donde en primer lugar se obtendrá la potencia útil a través de la siguiente fórmula:

$$P_{\text{útil}} = \frac{C_e \cdot V \cdot (T_{\text{ACS}} - T_{\text{AF}})}{t_{\text{pre}}}$$

donde:

$P_{\text{útil}}$ Potencia útil de la caldera en kW .

T_{ACS} Temperatura de uso en $^{\circ}C$.

T_{AF} Temperatura de agua fría en la red en $^{\circ}C$.

V Volumen de acumulación convencional en l .

t_{pre} Tiempo de preparación (1 hora aproximadamente).

Se realizarán los cálculos para el mes de Enero, ya que es junto al mes de Diciembre, en el que se produce mayor salto térmico entre el agua de la red y el de ACS, obteniéndose:

$$P_{\text{útil}} = 362,86 \text{ kW}$$

Debido a las pérdidas que se producen por disposición de servicio, la potencia nominal de la caldera será:

$$P_{\text{nominal}} = P_{\text{útil}} \cdot 1,24 = 449,95 \text{ kW}$$

Con estas necesidades se llevará a cabo la sustitución de la caldera antigua por una caldera *Viessmann modelo Vitocrossal 200* con las siguientes características:



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR



Figura 3.53 Caldera de gas a condensación Vitocrossal 200 (fuente: Documentación técnica y comercial de Viessmann).

- Potencia térmica: 158 - 474 kW.
- Longitud: 1494 mm.
- Anchura: 805 mm.
- Altura: 1985 mm.
- Peso total: 790 kg.

3.6. PROYECTO DE REFORMA DE LA SALA DE CALDERAS (JUSTIFICACIÓN RITE)

Con la nueva instalación de energía solar térmica, es necesario realizar algunos cambios en la sala de calderas existente.

La finalidad de este apartado es el desarrollo de los cálculos y especificaciones necesarias así como la descripción de las características técnicas para poder llevar a término la reforma de las instalaciones de producción de Calefacción y Agua Caliente Sanitaria

La nueva ejecución tendrá como objetivo la renovación de las instalaciones actuales, sustituyendo los equipos de producción de agua caliente por otros, teniendo en cuenta las necesidades del edificio y los requisitos que establece la normativa vigente.

Se conseguirá con ello una optimización energética de la instalación, facilitando el máximo nivel de rentabilidad de la explotación de la energía.

3.6.1. NORMATIVA

Para la realización del presente Proyecto se han tenido en consideración las siguientes Normativas, Reglamentos y Ordenanzas vigentes en la fecha de realización del mismo:

- Real Decreto 314/2006, de 17 de Marzo de 2006.CTE



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

- Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. Real Decreto 1.027/2007 de 20 de Julio de 2007.
- Real Decreto 275/1995 de 24 de Febrero de 1995, relativo a rendimiento de calderas.
- Reglamento de Actividades Molestas, Insalubres, Nocivas y Peligrosas (Decreto 2414/1961 de 30 de Noviembre de 1961, B.O.E. de 7 de Diciembre de 1961).
- Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión (REBT) (Real Decreto 842/2002)
- Ordenanzas Municipales: Chimeneas, instalaciones en viviendas,...
- Ordenanza Primera de Prevención de Incendios.
- Normas UNE de obligado cumplimiento.
- Ordenanza de Seguridad e Higiene en el Trabajo. (O.M. de 9 de Marzo de 1971).
- Especificaciones Técnicas de la Empresa Suministradora.

3.6.2. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

La instalación objeto de la reforma da servicio a un hotel de 4 estrellas. Dicho hotel consta de un total de 280 habitaciones en 8 plantas sobre rasante. Además existe una planta baja de servicios comunes y una planta de cubierta donde se ubican distintas salas técnicas, y la sala de calderas. La planta sótano corresponde a los locales destinados a instalaciones, así como a uso de garaje.

La instalación objeto de la reforma, corresponde dos generadores, uno para el suministro de Calefacción y otro para el de ACS.

3.6.2.1 Instalación existente de producción de calefacción y ACS (antecedentes).

La instalación realizada en el proyecto de construcción del edificio, es la que aparece representada en el Plano 7.1 *Esquema de principio actual*. Dicha instalación contempla un sistema centralizado de producción de energía mediante la instalación de dos calderas, que proporciona servicio de forma conjunta a la Calefacción por radiadores y/o fancoils, y por otro lado al Agua Caliente Sanitaria. Las características de dichas calderas son:

- Caldera de calefacción:
 - Marca: FER.
 - Modelo: GGN2N.
 - Potencia térmica: 176 kW.
- Caldera de ACS:
 - Marca: ROCA.
 - Modelo: NTD-360.
 - Potencia térmica: 474 kW.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

El funcionamiento de los dos generadores está adaptado al perfil de las necesidades energéticas de todos los servicios, y fue realizado de acuerdo con la normativa vigente en el momento de su diseño y construcción.

La instalación dispone de los siguientes grupos de bombeo:

- 2 bombas de primario de ACS, una es de reserva, marca *Grundfos*.
- 2 bombas de recirculación de ACS, una es de reserva, marca *Grundfos* modelo *UPS 32-80 180*.
- 2 bombas de retorno de ACS, marca *Grundfos* modelo *UPS 32-80 180*.
- 2 bombas para fan coils, marca *Grundfos*.
- 2 bombas de anticondensación, marca *Grundfos* modelo *UPS 25-50 180* en la caldera marca *Fer*, y otra marca *Roca* modelo *C1045* en la caldera marca *Roca*.

El estado de la red de distribución y equipos terminales es adecuado. Dichas redes parten de la sala de calderas a través de varios patinillos de instalaciones.

3.6.2.2 Instalación reformada de producción de calefacción y ACS.

El objetivo es realizar la reforma de las instalaciones centrales de producción de Calefacción y ACS, con la principal premisa de adecuar la instalación, incorporando los elementos necesarios según la normativa vigente, debido a la falta de rendimiento de la caldera, así como al envejecimiento de dicho equipo. La instalación propuesta, y que se desarrolla en posteriores puntos del presente apartado, está realizada en base a los datos, materiales y usos previstos en el proyecto de construcción inicial.

3.6.3. JUSTIFICACIÓN RITE

A continuación se justifican las distintas instrucciones técnicas:

IT 1.1. Exigencia de bienestar e higiene:

IT 1.1.4.1. Exigencia de calidad térmica del ambiente.

El presente proyecto no modifica los elementos emisores, radiadores, y por tanto no se incluye la justificación de esta instrucción. Siendo estas consideradas en el momento de su diseño y construcción.

IT 1.1.4.2 Exigencia de calidad del aire interior.

El presente proyecto no modifica los elementos emisores, radiadores, y por tanto no se incluye la justificación de esta instrucción.

IT 1.1.4.3 Exigencia de higiene.

IT 1.1.4.3.1, Respecto a la preparación de ACS para usos sanitarios, se cumple que:

- Como exige el *Real Decreto 865/2003* para uso residencial público, la instalación dispone de válvula de 3 vías de control de salida de ACS a consumo por lo que es posible realizar tratamientos de choque térmico.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

La temperatura de preparación de ACS es de 60°C, temperatura adecuada para su uso en la instalación existente. El circuito de acumuladores está realizado en cobre, material adecuado para resistir la acción agresiva del agua sometida a tratamiento de choque químico.

IT 1.1.4.4 Exigencia de calidad del ambiente acústico.

El presente proyecto no modifica la estructura existente, por lo tanto no se incluye la justificación de esta instrucción.

IT 1.2. Exigencia de eficiencia energética:

IT 1.2.4.1 Generación de calor.

IT 1.2.4.1.1. Criterios Generales.

Se trata de un sistema centralizado de suministro de calefacción y ACS, en el cual se instala una caldera para sustituir una de las calderas existentes, dejando la otra en funcionamiento, también se procede al cambio de combustible de gasóleo a gas, procediendo por tanto al cambio del quemador de la caldera no sustituida. Las características del generador son adecuadas al perfil de la demanda energética de servicio.

El fluido térmico será agua caliente a 90°C en impulsión y 70°C en retorno, en el circuito primario y radiadores, mientras que en el circuito de ACS las temperaturas de acumulación serán de 50 a 55°C.

Se sustituye uno de los generadores de calor por uno nuevo de similares características, y se procede al cambio del quemador del generador no sustituido por otro de gas tal y como se indica en las tablas 3.32 y 3.33:

CALDERA	QUEMADOR	POTENCIA (kW)
Roca mod. NTD-360	Weishaupt mod. 132-A	418,6
Fer mod. GGN2N	Baltur mod. BTL-20	176
Total		594,6

Tabla 3.32 Características técnicas de la instalación existente de calefacción y ACS.

CALDERA	QUEMADOR	POTENCIA (kW)
Viessman mod. Vitocrossal 200-CT2	Viessman mod. Matrix	460
Fer mod. GGN2N	Baltur mod. BTG-20P	176
Total		636

Tabla 3.33 Características técnicas de la instalación reformada de calefacción y ACS.

Las características técnicas de estos equipos se detallan en el anexo *Documentación de Equipos*.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

IT 1.2.4.1.2.1 Requisitos mínimos de rendimiento energético de los generadores de calor.

Solo es de aplicación para las calderas nuevas de agua caliente. En nuestro caso la caldera *FER* modelo *GGN2N*, por no ser sustituida en la reforma de la instalación, queda exenta de su cumplimiento.

Se indicará la prestación energética de la caldera, los rendimientos a potencia nominal y con una carga parcial del 30 %. Las calderas de potencia mayor que 400 kW tendrán un rendimiento igual o mayor que el exigido para las calderas de 400 kW en el *Real Decreto 275/1995*.

Las expresiones de los rendimientos mínimos exigidos para el cumplimiento del *Real Decreto 275/1995* se indican en la tabla 3.34:

Tipo de caldera	Intervalos de potencia KW	Rendimiento a potencia nominal		Rendimiento con carga parcial	
		Temperatura media del agua en la caldera (en °C)	Expresión del rendimiento (en porcentaje)	Temperatura media del agua en la caldera (en °C)	Expresión del requisito del rendimiento (en porcentaje)
Calderas estándar.	4 a 400	70	$\geq 84 + 2 \log P_n$	≥ 50	$\geq 80 + 3 \log P_n$
Calderas de baja temperatura*.	4 a 400	70	$\geq 87,5 + 1,5 \log P_n$	40	$\geq 87,5 + 1,5 \log P_n$
Calderas de gas de condensación.	4 a 400	70	$\geq 91 + 1 \log P_n$	30**	$\geq 97 + 1 \log P_n$

Tabla 3.34 Rendimiento de calderas (fuente: Anexo III del Real Decreto 275/1995)

El generador de calor que tiene que cumplir el *Real Decreto 275/1995* es la caldera de ACS de la marca *Viessman* modelo *Vitocrossal 200*, perteneciente al grupo de calderas de gas a condensación. El rendimiento a potencia nominal (460 kW) es del 98 % y a carga parcial (138 kW) del 101,2 % (datos suministrados por el fabricante).

Según la tabla 3.31 el rendimiento a potencia nominal y con carga parcial debe de ser mayor o igual a las siguientes expresiones respectivamente:

$$\geq 91 + 1 \log P_n \quad (1)$$

$$\geq 97 + 1 \log P_n \quad (2)$$

Donde:

P_n Potencia nominal de la caldera en kW (tabla 3.30).

A continuación se realizan los cálculos pertinentes para la comprobación de los rendimientos mínimos exigibles, por tanto de (1) y (2) se obtiene:

$$91 + 1 \log(460) = 93,7 \% \quad (1)$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

$$98 \geq 93,7$$

$$97 + 1 \log(138) = 99,1 \% \quad (2)$$

$$101,2 \geq 99,1$$

IT 1.2.4.1.2.2 Fraccionamiento de potencia.

Al ser la potencia térmica nominal a instalar mayor que 400 kW y la instalación suministra servicio de calefacción y de agua caliente sanitaria, se tendrá que emplear dos generadores.

IT 1.2.4.1.2.3 Regulación de quemadores.

La regulación de quemadores dependerá de la potencia térmica nominal del generador de calor.

Para la caldera más pequeña marca *FER* modelo *GGN2N* la potencia nominal está comprendida entre 70 y 400 kW, la regulación mínima será de dos marchas.

Para la caldera mayor marca *VISSMAN* modelo *VITOCROSSAL 200* la potencia nominal es mayor de 400 kW, la regulación mínima será de tres marchas.

IT 1.2.4.2 Redes de tuberías y conductos.

El presente proyecto no modifica la red de tuberías, ya que todas ellas están aisladas y ninguna de ellas se encuentra en el exterior del edificio. El espesor del aislamiento fue calculado con la legislación vigente en el momento de la instalación de la red de tuberías.

IT 1.2.4.2.6 La eficiencia energética de los motores.

Se justifica basándose en los criterios de eficiencia energética vigentes en el momento de la instalación inicial.

IT 1.2.4.3. Control.

IT 1.2.4.3.1 Control de las instalaciones de climatización.

- Instalación de ACS: La instalación dispondrá de un control de temperatura de acumulación de ACS, formado por una válvula de 3 vías y un regulador Siemens.

La instalación dispondrá de un control de temperatura de salida de ACS formado por una válvula de 3vías y un regulador Siemens.

- Instalación de calefacción, fancoils y climatizadores: Para el control automático de la instalación de calefacción se utilizará un sistema de regulación con compensación de la temperatura exterior. Este equipo dispondrá de centralita electrónica, válvula de tres vías con servomotor, sonda exterior y sonda de inmersión en el circuito de ida, según el Esquema de Principio.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

IT 1.2.4.4. Contabilización de consumos.

Las instalaciones térmicas de potencia térmica nominal mayor que 70 kW, en régimen de refrigeración o calefacción, dispondrán de dispositivos que permita efectuar la medición y registrar el consumo de combustible y energía eléctrica, de forma separada del consumo debido a otros usos del resto del edificio.

Se dispondrán dispositivos para la medición de la energía térmica generada o demandada en centrales de potencia térmica nominal mayor que 400 kW, en refrigeración o calefacción. Este dispositivo se podrá emplear también para modular la producción de energía térmica en función de la demanda.

Los generadores de calor y de frío de potencia térmica nominal mayor que 70 kW dispondrán de un dispositivo que permita registrar el número de horas de funcionamiento del generador.

IT 1.2.4.5. Recuperación de energía.

IT 1.2.4.5.1. Enfriamiento gratuito por aire exterior

No es de aplicación.

IT 1.2.4.5.2. Recuperación de calor del aire de extracción

No es de aplicación.

IT 1.2.4.5.3. Estratificación

No es de aplicación.

IT 1.2.4.5.4. Zonificación

No es de aplicación.

IT 1.2.4.5.5. Ahorro de energía en piscinas

No es de aplicación.

IT 1.2.4.6. Aprovechamiento de energías renovables.

IT 1.2.4.6.1 Contribución solar para la producción de agua caliente sanitaria.

Se expone en el apartado 3.5.1.2.de la memoria.

IT 1.2.4.7. Limitación de la utilización de energía convencional.

No es de aplicación.

IT 1.3. Exigencia de seguridad.

IT 1.3.4.1 Generación de calor

IT 1.3.4.1.1. Condiciones Generales

El combustible a emplear en este caso será gas natural, realizándose una adecuación de la red gasista en la sala.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Los generadores de calor que utilizan combustibles gaseosos, incluidos en el ámbito de aplicación del *Real Decreto 1428/1992 de 27 de noviembre*, tendrán la certificación de conformidad según lo establecido en dicho real decreto.

El generador estará equipado con interruptor de flujo o presostato diferencial.

IT 1.3.4.1.2 Salas de máquinas.

Al ser la potencia de la sala mayor de 70 kW se considera el local como “sala de máquinas”.

IT 1.3.4.1.2.2 Características comunes de los locales destinados a sala de máquinas.

Los locales que tengan la consideración de salas de máquinas deben cumplir las siguientes prescripciones, además de las establecidas en la sección *SI-1 del CTE*:

- a) *Protección contra el fuego: El cuarto de calderas se considera de riesgo alto, según RD 314/2006 SI 1 Propagación interior (locales y zonas de riesgo), y se instalarán 2 extintores de eficacia mínima 89B, uno en la sala y otro en el vestíbulo de entrada.*

Dispone de una central de alarma de incendio de 4 zonas con detectores convencionales de incendios y detectores de gas, una sirena y un pulsador.

- b) *Acceso al cuarto de calderas: La puerta del cuarto de calderas abrirá hacia el exterior, y dispondrá de cerradura con llave desde el exterior, y con fácil abertura desde el interior, incluso si se ha cerrado desde el exterior, y tendrán unas dimensiones mínimas de 0,8x2m. Siendo la sala a efectos de protección contra incendios, según RD 314/2006 SI 1 Propagación interior (locales y zonas de riesgo), de Riesgo alto, y de acuerdo con lo indicado en dicha IT 1.3.4.1.2.2, se realizará un vestíbulo tal que el área de barrido de puerta dista del siguiente elemento 0,5 metros, dentro de la actual sala de calderas. Siendo el riesgo de dicha sala inferior, la resistencia al fuego de dicha puerta podrá ser la exigida para riesgo alto, es decir, será 2xEI-45 según tabla 2.2 de la sección SI-1 del Código Técnico de la Edificación.*
- c) *Su permeabilidad será igual o inferior a 1 dm³/s·m² bajo una presión diferencial de 100 Pa. Serán estancas al paso de humos. De acuerdo con la IT 1.3.4.1.2.2.*
- d) *En el exterior de la puerta se colocará un cartel con la inscripción: “Sala de Máquinas a gas. Prohibida la entrada a toda persona ajena al servicio”.*
- e) *No existe ninguna toma de ventilación que comunique con otros locales cerrados.*



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

- f) *Los elementos de cerramiento de la sala no permitirán filtraciones de humedad.*
- g) *La sala dispondrá de un sistema de desagüe de 100 mm de diámetro, tipo sumidero, sifónico, como mínimo, ubicado según se refleja en los planos.*
- h) *El cuadro eléctrico de protección y mando de los equipos instalados en la sala o, por lo menos, el interruptor general están situados en las proximidades de la puerta principal de acceso. Este interruptor no puede cortar la alimentación del sistema de ventilación de la sala.*
- i) *El nivel de iluminación medio en la sala de máquina es el suficiente para realizar los trabajos de conducción e inspección, con un mínimo de 200 lux y una uniformidad media de 0,5.*
- j) *El interruptor del sistema de ventilación forzada de la sala, si existe, también se situará en las proximidades de la puerta principal de acceso.*
No es de aplicación.
- k) *Las salas de máquinas no podrán ser utilizadas para otros fines, ni podrán realizarse en ellas trabajos ajenos a los propios de la instalación.*
- l) *Los motores y sus transmisiones deberán estar suficientemente protegidos contra accidentes fortuitos del personal.*
No es de aplicación.
- m) *Entre la maquinaria y los elementos que delimitan la sala de máquinas deben dejarse los pasos y accesos libres para permitir el movimiento de equipos, o de partes de ellos, desde la sala hacia el exterior y viceversa.*
- n) *La conexión entre generadores de calor y chimeneas debe ser perfectamente accesible.*
- o) *En el interior de la sala de máquinas figurarán, visibles y debidamente protegidas, las indicaciones siguientes:*
 - i. *instrucciones para efectuar la parada de la instalación en caso necesario, con señal de alarma de urgencia y dispositivo de corte rápido;*



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

ii. el nombre, dirección y número de teléfono de la persona o entidad encargada del mantenimiento de la instalación;

iii. la dirección y número de teléfono del servicio de bomberos más próximo, y del responsable del edificio;

iv. indicación de los puestos de extinción y extintores cercanos;

v. Plano con esquema de principio de la instalación.

IT 1.3.4.1.2.3. Salas de máquinas con generadores de calor a gas

1. Las salas de máquinas con generadores de calor a gas se situarán en un nivel igual o superior al semisótano o primer sótano; para gases más ligeros que el aire, se ubicaran preferentemente en cubierta.

Se ubica en semisótano.

2. Los cerramientos (paredes y techos exteriores) del recinto deben tener un elemento o disposición constructiva de superficie mínima que, en metros cuadrados, sea la centésima parte del volumen del local expresado en metros cúbicos, con un mínimo de un metro cuadrado, de baja resistencia mecánica, en comunicación directa a una zona exterior o patio descubierto de dimensiones mínimas 2 x 2 m.

No es de aplicación.

3. La sección de ventilación y/o la puerta directa al exterior pueden ser una parte de esta superficie. Si la superficie de baja resistencia mecánica se fragmenta en varias, se debe aumentar un 10% la superficie exigible en la norma con un mínimo de 250 cm² por división. Las salas de máquinas que no comuniquen directamente con el exterior o con un patio de ventilación de dimensiones mínimas, lo pueden realizar a través de un conducto de sección mínima equivalente a la del elemento o disposición constructiva anteriormente definido y cuya relación entre lado mayor y lado menor sea menor que 3. Dicho conducto discurrirá en sentido ascendente sin aberturas en su recorrido y con desembocadura libre de obstáculos.

Las superficies de baja resistencia mecánica no deben practicarse a patios que contengan escaleras o ascensores (no se consideraran como patio con ascensor los que tengan exclusivamente el contrapeso del ascensor).

No es de aplicación.

4. En las salas de máquinas con generadores de calor a gas se instalará un sistema de detección de fugas y corte de gas. Se instalará un detector por cada 25 m² de superficie de la sala, con un mínimo de dos, ubicándolos en las proximidades de los generadores alimentados con gas. Para gases combustibles más densos que el aire los detectores se instalarán a una altura máxima de 0,2 m del suelo de la sala, y para gases menos densos que el aire los detectores se instalarán a una distancia menor de 0,5 m del techo de la sala.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

5. Los detectores de fugas de gas deberán actuar antes de que se alcance el 50% del límite inferior de explosividad del gas combustible utilizado, activando el sistema de corte de suministro de gas a la sala y, para salas con ventilación mecánica, activando el sistema de extracción. Deben ser conformes con las normas UNE-EN 50194, UNE-EN 50244, UNE-EN 61779-1 y UNE-EN 61779-4.

6. El sistema de corte de suministro de gas consistirá en una válvula de corte automática del tipo todo-nada instalada en la línea de alimentación de gas a la sala de máquinas y ubicada en el exterior de la sala. Será de tipo cerrada, es decir, cortará el paso de gas en caso de fallo del suministro de su energía de accionamiento.

7. En caso de que el sistema de detección haya sido activado por cualquier causa, la reposición del suministro de gas será siempre manual.

8. En los demás requisitos exigibles a las salas de máquinas con generadores de calor a gas se estará en lo dispuesto en la norma UNE 60601.

Se justifica en el apartado 3.6.4.

9. Los equipos de llama directa para refrigeración por absorción, así como los equipos de cogeneración, que utilicen combustibles gaseosos, siempre que su potencia útil nominal conjunta sea superior a 70 kW, deberán instalarse en salas de máquinas 6 integrarse como equipos autónomos de conformidad con los requisitos recogidos en la norma UNE 60601.

No es de aplicación.

IT 1.3.4.1.2.4. Sala de máquinas de riesgo alto

Las instalaciones que requieren sala de máquinas de riesgo alto son aquellas que cumplen una cualquiera de las siguientes condiciones:

- a) las realizadas en edificios institucionales o de pública concurrencia;
- b) las que trabajen con agua a temperatura superior a 110°C.

Además de los requisitos generales exigidos en los apartados anteriores para cualquier sala de máquinas, en una sala de máquinas de riesgo alto el cuadro eléctrico de protección y mando de los equipos instalados en la sala o, por lo menos, el interruptor general y el interruptor del sistema de ventilación deben situarse fuera de la misma y en la proximidad de uno de los accesos.

IT 1.3.4.1.2.5. Equipos autónomos de generación de calor

No es de aplicación.

IT 1.3.4.1.2.6 Dimensiones de las salas de máquinas.

La maquinaria es accesible en todas sus partes de forma que pueden realizarse de manera adecuada y sin peligro las operaciones de mantenimiento, vigilancia y conducción. Los espacios mínimos libres alrededor de los generadores o entre la



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

maquinaria (calderas para calefacción y ACS) y los elementos que delimitan la Sala de Máquinas permiten el movimiento de los equipos, o de parte de ellos, desde la Sala al exterior y viceversa. La altura mínima de la sala de máquina es de 2,55 m, superando la altura mínima requerida por la norma (2,5 m).

La distancia de la caldera con la pared más cercana es superior a los 0,5 m exigidos, y también se respeta la distancia de 0,7 m de distancia con la caja de humos. Al existir varias calderas, la distancia entre ellas es superior a 0,5 m. El espacio libre en la parte frontal es superior a la profundidad de la caldera, que en nuestro caso es de 1,92 m y teniendo una altura libre mínima de 2,55 m. (*Véase plano 7.6 sala de calderas reformada*).

IT 1.3.4.1.2.7 Ventilación de salas de máquinas.

Se adopta el sistema de ventilación forzada.

Los orificios de ventilación, tanto directa como forzada, distarán al menos 50 cm de cualquier hueco practicable o rejillas de ventilación de otros locales distintos de la sala de máquinas. Las aberturas estarán protegidas para evitar la entrada de cuerpos extraños y que no puedan ser obstruidos o inundados.

Ventilación forzada: En la ventilación se dispondrá de un ventilador de impulsión, soplando en la parte inferior de la sala, que asegure un caudal mínimo, en m^3/h de $1,8 \cdot PN + 10 \cdot A$, siendo PN la potencia térmica nominal instalada, en kW y A la superficie de la sala en m^2 .

Para disminuir la presurización de la sala con respecto a los locales contiguos, se dispondrá de un conducto de evacuación del aire de exceso, situado a menos de 30 cm del techo y en lado opuesto de la ventilación inferior de manera que se garantice una ventilación cruzada, construido con material incombustible y dimensionado de manera que la sobrepresión no sea mayor que 20 Pa; las dimensiones mínimas de dicho conducto serán $10 \cdot A$ (cm^2), siendo A la superficie en m^2 de la sala de máquinas, con un mínimo de 250 cm^2 .

La ventilación de la sala de calderas cumplirá de igual manera la norma UNE 60601.

Se justifica en el apartado 3.6.4.

IT 1.3.4.1.3. Chimeneas

IT 1.3.4.1.3.1 Evacuación de los productos de combustión.

Por ser la suma de la potencia de los dos generadores, superior a 400 kW, se dispondrá de dos conductos de humos, uno para cada caldera. La chimenea para la salida de los productos de combustión parte del cuarto de calderas y asciende hasta la cumbre del edificio, realizándose dentro de la sala tramos horizontales hasta la vertical de obra.

La chimenea dispondrá de un pirostato que parará el quemador correspondiente, si la temperatura de los humos supera el valor máximo establecido. Los pirostatos serán de rearme manual.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

El dimensionado de la chimenea realizado posteriormente se realiza según *UNE EN 13384-1*, el desarrollo completo se realiza en el apartado correspondiente.

IT 1.3.4.2 Redes de tuberías y conductos.

IT 1.3.4.2.1 El diseño y colocación de las tuberías se mantiene el existente en la instalación, ya que en el presente proyecto no se modifica la red de tuberías ni los elementos emisores.

No es de aplicación.

IT 1.3.4.2.2 La alimentación de los circuitos se realiza con una conexión de diámetro nominal de 32 mm de acuerdo con la *tabla 3.4.2.2. del RITE*.

IT 1.3.4.2.3 La red de tuberías está diseñada para que se pueda realizar un vaciado parcial o total de la instalación. El vaciado total se realiza en el punto más bajo de la instalación a través de una válvula de diámetro nominal de 40 mm de acuerdo con la *tabla 3.4.2.3. del RITE*.

IT 1.3.4.2.4 El vaso de expansión cerrado se mantiene el existente, dimensionado de acuerdo con la *UNE 100155*, de tal forma que sea capaz de absorber los esfuerzos mecánicos generados con la dilatación del fluido.

No es de aplicación.

IT 1.3.4.2.5. Circuitos cerrados

1. Los circuitos cerrados con fluidos calientes dispondrán, además de la válvula de alivio, de una o más válvulas de seguridad. El valor de la presión de tarado, mayor que la presión máxima de ejercicio en el punto de instalación y menor que la de prueba, vendrá determinado por la norma específica del producto o, en su defecto, por la reglamentación de equipos y aparatos a presión. Su descarga estará conducida a un lugar seguro y será visible.

2. En el caso de generadores de calor, la válvula de seguridad estará dimensionada por el fabricante del generador.

3. Las válvulas de seguridad deben tener un dispositivo de accionamiento manual para pruebas que, cuando sea accionado, no modifique el tarado de las mismas.

5. Se dispondrá un dispositivo de seguridad que impidan la puesta en marcha de la instalación si el sistema no tiene la presión de ejercicio de proyecto o memoria técnica.

IT 1.3.4.2.6. Dilatación

La instalación dispone de compensadores de dilatación para absorber los esfuerzos sobre las tuberías se absorberán por medio de y cambios de dirección.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

IT 1.3.4.2.8. Filtración

1. Cada circuito hidráulico se protegerá mediante un filtro con una luz de 1 mm, como máximo, y se dimensionarán con una velocidad de paso, a filtro limpio, menor o igual que la velocidad del fluido en las tuberías contiguas.

IT 1.3.4.2.10. Conductos de aire

No es de aplicación.

IT 1.3.4.3 Protección contra incendios se cumple la normativa de aplicación, como se especifica en la justificación del *IT 1.3.4.1.2.2*.

IT 1.3.4.4 Seguridad de utilización.

IT 1.3.4.4.1 Superficies calientes. En el proyecto actual, no se modifican los elementos emisores, ya que cumplen con la normativa vigente, estando todos los elementos de la instalación debidamente calorifugadas.

No es de aplicación.

IT 1.3.4.4.2 El diseño anterior de la instalación es el correcto de tal forma que no interfiere las partes móviles, con los aislantes de tuberías o equipos.

IT 1.3.4.4.3 La accesibilidad de los equipos está detallada en la justificación del *IT 1.3.4.1.2.2*.

IT 1.3.4.4.4 La señalización en la sala de máquinas debe ser un plano con el esquema de principio, y las instrucciones de seguridad, de manejo y maniobra y de funcionamiento, situado en un lugar visible. De acuerdo con la *UNE 100100* las conducciones se encuentran señalizadas.

IT 1.3.4.4.5 Medición: Al tratarse de una instalación de Potencia térmica mayor que 70 kW, los elementos de medición de los que dispone la instalación son los siguientes:

- a) Colectores de impulsión y retorno de un fluido portador: un termómetro.
- b) Vasos de expansión: un manómetro.
- c) Circuitos secundarios de tuberías de un fluido portador: un termómetro en el retorno, uno por cada circuito.

No es de aplicación.

d) Bombas: un manómetro para lectura de la diferencia de presión entre aspiración y descarga, uno por cada bomba.

e) Chimeneas: un pirómetro o un pirostato con escala indicadora.

f) Intercambiadores de calor: termómetros y manómetros a la entrada y salida de los fluidos, salvo cuando se trate de agentes frigorígenos.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

No es de aplicación.

BOMBAS DE CIRCULACIÓN DE CALEFACCIÓN, PRIMARIO ACS Y

RETORNO DE ACS:

El dimensionado de las bombas de circulación no se ve modificado con la reforma proyectada. No es de aplicación.

La circulación del caudal de agua adecuado se consigue, con el empleo de bombas de circulación adecuadas a las condiciones óptimas de caudal y presión en las condiciones más desfavorables. Se adjunta en el anexo correspondiente el cálculo de los equipos y las características de los equipos de bombeo.

TUBERÍAS, VALVULERÍA, TERMÓMETROS, MANÓMETROS, VACIADO Y

LLENADO:

La instalación de calefacción en la sala de calderas es de acero negro *DIN-2440*, y la de ACS en acero galvanizado, cobre o polipropileno.

La valvulería, termómetros y manómetros es la indicada en el esquema de principio y documentación anexa, cumpliendo los mínimos exigidos en *IT 1.3.4.2*.

La instalación dispone de vaciado en circuito primario, y secundarios, así como cada generador. El diámetro de los vaciados está realizado de acuerdo con *IT 1.3.4.2.3*.

La instalación dispone de llenado provisto de válvula de corte y desconector, de 25 mm diámetro, según *IT 1.3.4.2.2*.

Las válvulas de seguridad de la caldera dispondrán de conexiones conducidas a la red de desagüe.

3.6.4. JUSTIFICACIÓN NORMA UNE 60601.

3.6.4.1 Emplazamiento.

En instalaciones compartidas, cuando la suma de las potencias nominales de los generadores instalados en ellas sea superior a 70 kW, éstos deben ubicarse en un local (sala de máquinas) destinado a albergar exclusivamente elementos de su instalación o formar parte de un equipo autónomo.

Además, las salas de máquinas deben cumplir con lo indicado en la tabla 3.35 en lo que respecta a su emplazamiento y requisitos.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Tipo de edificio	Tipo de gas	Emplazamiento	Superficie de baja resistencia	Sistemas de ventilación y de seguridad a emplear	Emplazamiento posible
Nueva construcción	Menos denso que el aire	Sobre primer sótano	SI	A o B	SI
			NO	*	NO
		En primer sótano	SI	B + D	SI
			NO	*	NO
		Bajo primer sótano	SI	*	NO
			NO	*	NO
	Más denso que el aire	Sobre primer sótano	SI	A o B	SI
			NO	*	NO
		En primer sótano	SI	B + D + E	SI
			NO	*	NO
		Bajo primer sótano	SI	*	NO
			NO	*	NO
Edificio existente	Menos denso que el aire	Sobre primer sótano	SI	A o B	SI
			NO	C + D	SI
		En primer sótano	SI	B + D	SI
			NO	C + D	SI
		Bajo primer sótano	SI	C + D **	SI
			NO		SI
	Más denso que el aire	Sobre primer sótano	SI	A o B	SI
			NO	C + D + E	SI
		En primer sótano	SI	B + D + E	SI
			NO	C + D + E	SI
		Bajo primer sótano	SI	*	NO
			NO	*	NO

Tabla 3.35 Sistemas de ventilación y de seguridad a emplear dependiendo del emplazamiento de la sala de máquinas dentro de un edificio y de la existencia o no de la superficie de baja resistencia mecánica (fuente: UNE 60601).

En nuestro caso la sala de máquinas objeto del proyecto dispone de un local exclusivo, que cumplirá lo dispuesto a continuación según lo establecido en la tabla 3.32:

- Tipo de edificio: Edificio existente.
- Tipo de gas: Menos denso que el aire (Gas Natural).
- Emplazamiento: Bajo primer sótano.
- Superficie de baja resistencia: No
- Sistemas de ventilación y seguridad a emplear: C (ventilación con caudal aumentado) + D (Sistema de detección y sistema de corte).
- Emplazamiento posible: Si

3.6.4.2 Características constructivas y dimensionales.

Las características de la sala serán las especificadas en la norma UNE, ya indicadas en la justificación del RITE: IT 1.3.4.1.2.2.



3.6.4.3 Aire para la combustión y ventilación.

En los locales o recintos destinados a la instalación de generadores debe preverse una adecuada entrada de aire para la perfecta combustión del gas en los quemadores y para la ventilación general del local o recinto.

Dicha entrada de aire, así como la ventilación, se puede conseguir por medio de orificios en contacto con el aire libre o a través de conductos, que deben estar protegidos para evitar la entrada de cuerpos extraños que puedan obstruirlos o inundarlos, debiendo ser de dimensiones tales que permitan el paso del caudal de aire necesario.

Cuando la entrada directa del aire necesario no quede asegurada por medio de ventilación natural, bien por no ser ésta posible, bien por ser insuficiente, debe disponerse de un sistema de ventilación forzada que suministre el mismo.

Según lo indicado en la *IT 1.3.4.1.2.7* el suministro de aire para ventilación y combustión será por medios mecánicos y caudal aumentado, el cual debe ser igual o superior al obtenido mediante la expresión:

$$Q = 20 \cdot A + 2 \cdot P \quad (1)$$

Donde:

Q Caudal de aire en m^3/h .

A Superficie en planta de la sala de máquinas en m^2 .

P Suma de los consumos caloríficos nominales, expresados en kW , de los generadores y/o equipos de cogeneración instalados en la sala.

Por tanto, de (1) se obtiene:

$$Q = 20 \cdot 41,25 + 2 \cdot 636 = 2097,1 \frac{m^3}{h}$$

La ventilación se realizará con un ventilador, cuyo caudal es superior al especificado anteriormente y se repartirá por la sala a través de un conducto de forma circular con una sección de diámetro de 200 mm.

La evacuación de la sala de calderas al aire libre se realizará por orificios situados en la parte superior de forma que la distancia de su borde inferior al techo no sea mayor a 30 cm. Los orificios se deben practicar, si es posible, en dos partes distintas y su sección total S , expresada en centímetros cuadrados, debe ser mayor a la obtenida en la expresión:

$$S = 10 \cdot A \quad (2)$$

Donde

A Superficie en planta de la sala de máquinas en m^2 .



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Por tanto, de (2) se obtiene:

$$S = 10 \cdot 41,25 = 412,55 \text{ cm}^2$$

Si el orificio es de forma rectangular la sección libre total deberá aumentarse un 5%.

$$S' = 1,05 \cdot S = 433,18 \text{ cm}^2$$

La evacuación de la sala de calderas se realizara a través de orificios de forma rectangular de sección 40 cm x 60 cm (2400 cm²) superior al requerido por la norma.

3.6.4.4 Cálculo de chimeneas.

El dimensionamiento de la chimenea se realizará siguiendo la *IT 1.3.4.1.3 del RITE*, que remite a la norma *UNE EN 13384-1*. Los cálculos de diseño se han realizado a través del programa comercial *Dinakalc II CE*, pero antes de mostrar los resultados obtenidos se explicará el procedimiento de cálculo seguido.

3.6.4.4.1 Procedimiento de cálculo.

Para el diseño de una chimenea de evacuación de los productos de la combustión de un generador de calor se procederá de la manera que se describe a continuación:

Datos de partida

- Potencia térmica útil del generador.
- Características del combustible empleado.
- Rendimiento del generador.
- Contenido de CO₂ en los humos.
- Determinación de la temperatura de los humos a la salida del generador.
- Determinación del caudal másico de los humos.
- Determinación de la presión disponible a la salida del generador Δp_{gen} .
- Determinación de la temperatura del aire exterior T, de proyecto y de la altitud sobre el nivel del mar del lugar de emplazamiento de la central.

Una vez obtenidos todos los datos necesarios el cálculo se dividirá en dos partes, según sea el tramo considerado, horizontal o vertical.

Tramo horizontal (enlace generador-tramo vertical)

1. Determinación de las características geométricas del conjunto (medidas máximas transversales, longitud, número y tipos de piezas especiales y pendiente).



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

2 Determinación del nivel de aislamiento térmico (material y espesor) y acabado interior (rugosidad).

3 Se asumirá, en primera aproximación, una velocidad media de los humos en función del caudal másico de acuerdo a la relación siguiente:

$$v = 7,1 + 2,03 \cdot x + 0,25 \cdot x^2 - 0,25 \cdot 10^{-3} \cdot x^3 - 3,19 \cdot 10^{-3} \cdot x^4$$

donde:

$$x = \ln(\dot{m})$$

4 Se asumirá, en primera aproximación, una temperatura media de los humos igual a la de la salida del generador.

5 En base a la altitud s.n.m. A y la constante de elasticidad de los gases R, se calcula la densidad mediante la ecuación:

$$\rho_{hm} = \frac{1013255 \cdot (1 - 0,00012 \cdot A)}{R \cdot T_{hm}}$$

6 Se calcula el caudal volumétrico mediante la ecuación:

$$\dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho_{hm}}$$

7 Se calcula el área de la sección transversal de la chimenea mediante la expresión:

$$A_s = \frac{\dot{v}}{v}$$

8 Se determinan los lados o el diámetro de la chimenea.

9 Se calcula el calor específico a presión constante de los humos, según el porcentaje de CO₂, mediante las ecuaciones de la siguiente tabla:

CO ₂ %	Cp J/(kg·K)
10	1081+0,265·T _{hm} -3,095·10 ⁻⁴ ·T _{2hm}
8	1076+0,166·T _{hm} -1,548·10 ⁻⁴ ·T _{2hm}
4	1057+0,08357·T _{hm}

10 Calcular el coeficiente global de transmisión de calor U según el procedimiento indicado a continuación, asumiendo, en primera aproximación, una temperatura media de los materiales de la pared de la chimenea igual a la media aritmética entre temperatura media de los humos y temperatura del aire exterior.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

El coeficiente global de transmisión de calor de la pared de la chimenea se calcula mediante la conocida expresión:

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_i} + \beta \cdot \left(R + \frac{D_{hi}}{D_{hx}} \cdot \frac{1}{h_x} \right) \right]}$$

En la que los distintos parámetros se determinan como se indica en los siguientes apartados.

10.1 El coeficiente superficial interior, expresado en $W/(m^2 \cdot K)$, se calcula con la ecuación:

$$h_i = \frac{\lambda_h \cdot Nu}{D_{hi}}$$

donde:

λ_{hi} es la conductividad térmica de los humos en $W/(m \cdot K)$ que, con buena aproximación, podrá calcularse con la siguiente ecuación:

$$\lambda_h = 0,023 + 8,5 \cdot 10^{-6} \cdot (T_{hm} - 273)$$

Nu es el número de Nusselt (adimensional), función del coeficiente de fricción, el número de Prandtl, la esbeltez de la chimenea y la viscosidad dinámica del gas, que puede calcularse con la expresión siguiente; suficientemente aproximada:

$$Nu = 0,0354 \cdot a \cdot (Re^{0,75} - 180)$$

El coeficiente a (adimensional), función del material r , expresada en mm, vale:

$$a = 1,011665 + 0,152502 \cdot r - 0,014167 \cdot r^2$$

El número de Reynolds (adimensional) se calcula con la ecuación:

$$Re = \frac{v \cdot D_{hi}}{\nu_c}$$

donde:

v es la velocidad media de los humos en la chimenea en m/s , que se calcula dividiendo el caudal volumétrico por el área de la sección transversal;

D_{hi} es el diámetro hidráulico interior en m ;

ν_c es la viscosidad cinemática de los gases en m^2/s , que puede calcularse mediante el polinomio:

$$\nu_c = -6,361 \cdot 10^{-6} + 4,426 \cdot 10^{-8} \cdot T_{hm} + 7,523 \cdot 10^{-11} \cdot T_{hm}^2$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

La ecuación que expresa el número de Nusselt es válida para números de Reynolds comprendidos entre 3.000 y 1.000.000. Si del cálculo resultara $h_i < 5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ se tomará $h_i = 5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$.

10.2 La resistencia térmica de la pared de la chimenea R, expresada en $(\text{m}^2 \cdot \text{K}) / \text{W}$, se calcula como suma de la relación entre espesor equivalente del material y conductividad térmica de cada capa que constituye la pared de la chimenea, según la siguiente expresión:

$$R = s \cdot D_{hi} \cdot \Sigma \left[\frac{1}{2 \cdot \lambda_n} \cdot \ln \left(\frac{D_{hi} + 2 \cdot \varepsilon_n}{D_{hi}} \right) \right]$$

Donde el subíndice n indica los valores de la capa n -ésima, mientras que el coeficiente s depende de la forma de la sección y vale:

Sección	s
Circular	1
Cuadrada	1,27
Rectangular	1,3

10.3 El coeficiente exterior h_x puede tomarse igual a $8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ para chimeneas situadas al interior y $25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ para chimeneas situadas al exterior del edificio. En caso de chimeneas que discurran en parte por el interior y en parte por el exterior, el coeficiente h , se calculará como media ponderal en base a las superficies interior y exterior.

La resistencia superficial exterior $1/h$, está multiplicada por la relación de diámetros hidráulicos interior y exterior para referirla a la superficie interior de la chimenea.

10.4 El coeficiente β será asignado según lo indicado a continuación. Las ecuaciones anteriores son válidas para un régimen permanente de temperaturas; para poderlas emplear también para el caso de régimen no permanente, que es debido a la regulación del quemador, por escalones o modulante, el coeficiente f_i tomará, según los casos, el siguiente valor:

Chimenea	Todo-nada	Todo-poco-nada	Modulante
Metálica	0,5	0,6	0,8
De obra	0,8	0,85	0,9

11 Calcular el área de la superficie interior de la chimenea S_i .

12 Calcular el factor de enfriamiento f_e , según la siguiente ecuación:

$$f_e = \frac{U \cdot S_i}{C_p \cdot \dot{m}}$$

donde



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

U es el coeficiente global de transmisión de calor de la pared de la chimenea, expresado en $W/(m^2 \cdot K)$;

S_i es el área de la superficie interior de la chimenea en mm^2 ;

C_p es el calor específico de los humos, expresado en $J/(kg \cdot K)$;

13 Calcular la temperatura media de los humos Th_m en el tramo de conducto en consideración mediante la ecuación:

$$T_{hm} = T_a + \frac{T_{he} - T_a}{f_e} \cdot (1 - e - f_e)$$

14 Empezar de nuevo por el punto (5), para obtener, con mayor aproximación, la temperatura media de los humos. Ahora, la conductividad térmica de los componentes de la pared de la chimenea se calculará en base a la temperatura media de cada componente, por vía analítica o gráfica, considerando las resistencias parciales de cada capa.

15 Calcular la temperatura de los humos a la salida de la chimenea Th_s mediante la ecuación:

$$T_{hs} = T_a + (T_{he} - T_a) \cdot e - f_e$$

16 Calcular la caída de presión al movimiento de los humos en el tramo horizontal, expresada en $Pa(N/m^2)$, según la siguiente ecuación:

$$\Delta p = \left[\sum \left[\rho_{hm} \cdot \frac{v_m^2}{2} \cdot \left(f \cdot \frac{L}{D_{hi}} + \sum \xi \right) \right] + \Delta p_d \right] \cdot f_s$$

En la que el primer sumatorio se refiere a los diferentes tramos de la chimenea.

En la ecuación anterior los diferentes parámetros que entran en juego tienen el siguiente significado:

P_{hm} es la densidad media de los humos en kg/m^3 en el tramo considerado;

v_m es la velocidad media de los humos en m/s en el tramo considerado, que se calcula mediante la ecuación:

$$v_m = \frac{\dot{m}}{\rho_{hm} \cdot S}$$

Siendo S el área interior de la sección transversal de la chimenea en m^2 .

f es el factor de fricción, que podrá obtenerse, de forma exacta, de la ecuación de *Colebrook* o, también, con suficiente precisión, mediante ecuaciones aproximadas de solución directa en función de la rugosidad de la superficie interior r (mm), del diámetro hidráulico Dh (m) y del número de Reynolds Re (*adimensional*). Una expresión muy simple, válida para rugosidades (ficticias)



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

entre 0,5 mm y 5 mm y números de Reynolds entre 3.000 y 1.000.000, es la siguiente:

$$f = 0,118 \cdot \frac{r^{0,25}}{D_{hi}^{0,40}}$$

L es la longitud del tramo considerado en m ;

D_{hi} es el diámetro hidráulico de la chimenea en m ;

$\Sigma \zeta$ es la suma de los coeficientes de las pérdidas de presión localizadas (*adimensional*);

Δp_d es la variación de presión dinámica desde la entrada a la salida de la chimenea que se halla mediante la expresión:

$$\Delta p_d = \rho_{hm} \cdot \frac{v_{ms}^2 - v_{me}^2}{2}$$

f_s es un factor de seguridad que es necesario considerar para tener en cuenta los siguientes factores:

- imperfecciones en la construcción de la chimenea (medidas transversales, rugosidad media, resistencia térmica y falta de estanquidad).
- efectos de condiciones atmosféricas adversas.
- anomalías en el funcionamiento del generador de calor (exceso de aire superior al previsto y sobrecargas).

Las imperfecciones en la construcción se reducen al mínimo con el empleo de chimeneas prefabricadas, cuya calidad queda garantizada por el fabricante.

El técnico podrá asumir, a su criterio, un valor del factor de seguridad f , por el cual multiplicar la Δp , según las circunstancias de la obra. Como guía, se indican los siguientes valores:

- para conducciones prefabricadas: $f = 1,2$
- para conducciones construidas “in situ”:
- metálicas: $f_s = 1,3$
- de obra: $f_s = 1,5$

17 Calcular la densidad del aire exterior según la ecuación:

$$\rho_a = \frac{101325 \cdot (1 - 0,00012 \cdot A)}{R - T_a}$$

Donde para el aire se asumirá $R = 287 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ y la temperatura del aire exterior se asumirá $T_a = 283 \text{ K}$.

18 Calcular el tiro térmico del tramo horizontal t_{hor} mediante la ecuación:

$$t = g \cdot H \cdot (\rho_a - \rho_{hm})$$

Donde la magnitud H , que es la altura eficaz, representa la distancia vertical entre la salida de humos del generador (su eje, si la boca es vertical) y la boca de salida de la chimenea (véase figura 3.54). Para el cálculo, la altura H se dividirá en dos partes: Hh para el tramo horizontal (enlace con el tramo vertical) y Hv , para el tramo vertical (chimenea propiamente dicha).

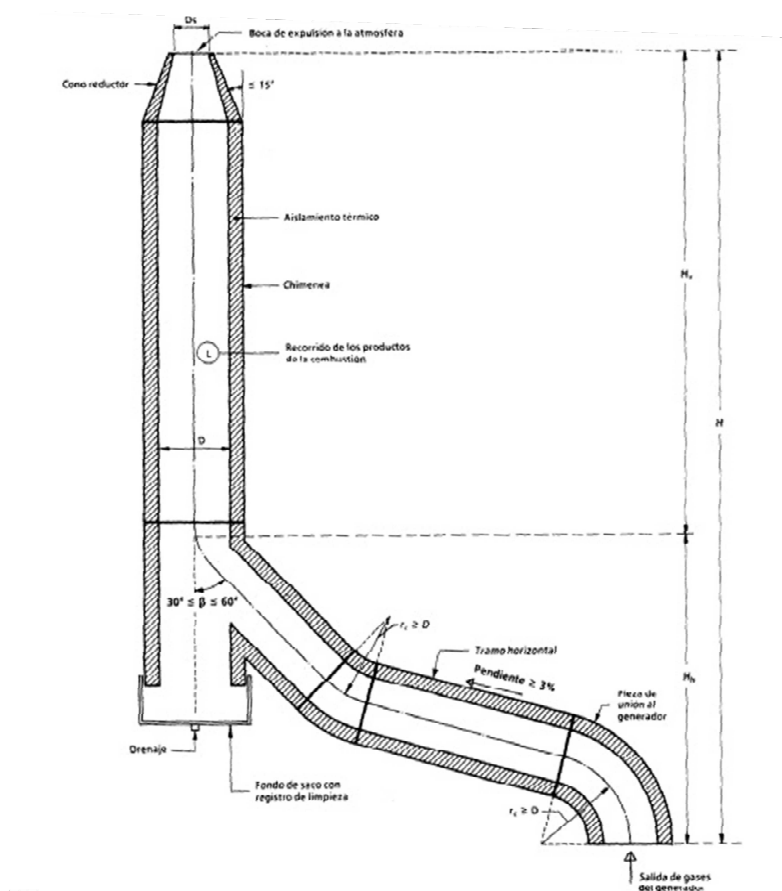


Figura 3.54 Esquema de un conducto de humos (fuente: UNE 123-001-94).

19 La depresión requerida a la base de la chimenea se hallará sumando algebraicamente los siguientes factores:

- La presión a la salida del generador Δp_{gen} , negativa en caso de hogar en depresión y nula para hogares en sobrepresión.
- La caída de presión por resistencia al movimiento Δp_{hor} , negativa por definición.
- El tiro térmico t_{hor} , con el signo convencionalmente asignado a la cota H_h .



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Resumiendo y tomando los valores absolutos de las diferencias de presión antes calculadas, la depresión requerida al final del tramo horizontal o, lo que es lo mismo, a la base de la chimenea es:

$$\Delta p_{req} = \Delta p_{gen} + \Delta p_{hor} + P_B \pm t_{hor}$$

En caso de quemadores de gas atmosféricos, habrá que añadir también la depresión necesaria para conducir el aire comburente al quemador desde el exterior de la sala de máquinas.

El valor resultante de la ecuación anterior se redondeará en exceso.

Tramo vertical

1 Determinación de las características geométricas de la chimenea (medidas máximas transversales, altura H_v , y número y tipos de piezas especiales).

2 Determinación del nivel de aislamiento térmico (material y espesor) y acabado interior (rugosidad).

3 Se elige un área de la sección transversal igual o inferior a la del tramo horizontal.

4 Se asume una temperatura media de los humos igual, en primera aproximación, a la de salida del tramo horizontal mediante la ecuación anteriormente citada:

$$T_{hs} = T_a + (T_{he} - T_a) \cdot e - f_e$$

5 Calcular la densidad media de los gases con la ecuación:

$$\rho_{hm} = \frac{1013255 \cdot (1 - 0,00012 \cdot A)}{R \cdot T_{hm}}$$

6 Calcular el caudal volumétrico mediante la ecuación:

$$\dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho_{hm}}$$

7 Se calcula el calor específico a presión constante de los humos, según el porcentaje de CO_2 , mediante las ecuaciones de la siguiente tabla:

CO_2 %	C_p J/(kg·K)
10	$1081 + 0,265 \cdot T_{hm} - 3,095 \cdot 10^{-4} \cdot T_{hm}^2$
8	$1076 + 0,166 \cdot T_{hm} - 1,548 \cdot 10^{-4} \cdot T_{hm}^2$
4	$1057 + 0,08357 \cdot T_{hm}$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

8 Calcular el coeficiente global de transmisión de calor U según lo indicado en el punto 10 de cálculo del tramo horizontal.

9 Calcular el área de la superficie interior de la chimenea S_i .

10 Calcular el factor de enfriamiento f_e , según la siguiente ecuación:

$$f_e = \frac{U \cdot S_i}{C_p \cdot \dot{m}}$$

donde

U es el coeficiente global de transmisión de calor de la pared de la chimenea, expresado en $W/(m^2 \cdot K)$;

S_i es el área de la superficie interior de la chimenea en mm^2 ;

C_p es el calor específico de los humos, expresado en $J/(kg \cdot K)$;

11 Calcular la temperatura media de los humos en la chimenea mediante la ecuación:

$$T_{hm} = T_a + \frac{T_{he} - T_a}{f_e} \cdot (1 - e - f_e)$$

12 Repetir de nuevo los cálculos desde el punto 5.

13 Calcular la temperatura de los humos a la boca de salida de la chimenea mediante la ecuación:

$$T_{hs} = T_a + (T_{he} - T_a) \cdot e - f_e$$

14 Calcular la caída de presión por resistencia al movimiento de los humos en la chimenea Δp_{ver} según el procedimiento indicado en el punto 16 de cálculo del tramo horizontal.

15 Calcular el tiro térmico de la chimenea t_{ver} mediante la ecuación

$$t = g \cdot H \cdot (\rho_a - \rho_{hm})$$

Donde H representa, ahora, la altura eficaz de la chimenea H_v igual a la diferencia de cota entre la sección de salida de los humos y la de conexión al tramo horizontal.

16 La diferencia entre caída de presión, calculada en el punto 14 y tiro térmico, calculado en el punto 15, proporciona la depresión disponible a la base de la chimenea:

$$\Delta p_{dis} = t_{ver} - \Delta p_{ver}$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

17 La resistencia a presión del suministro de aire P_B debe determinarse de acuerdo con la naturaleza de la zona de instalación (dimensiones, tipo y número de ventanas y puertas, equipamiento con sistemas de ventilación y aparatos de calefacción adicionales, etc.)

Para las zonas sin aberturas de ventilación, P_B debe ser igual a 4 Pa . Si el aire para la combustión se transporta a través de aberturas de ventilación o de tuberías de aire de combustión con sección transversal constante sobre la longitud, P_B debe obtenerse aplicando la fórmula siguiente:

$$P_B = SE_B \cdot \left(f \cdot \frac{L_B}{D_{hi}} + \Sigma \xi \right) \cdot \frac{\rho_a}{2} \cdot v_B^2$$

donde

D_{hi} es el diámetro hidráulico interior de las aberturas de ventilación o de la tubería de aire de combustión, en m ;

L_B es la longitud de las aberturas de ventilación o de la tubería del aire de combustión, en m ;

SE_B es el coeficiente de seguridad de flujo de seguridad de flujo para el suministro de aire (SEB habitualmente es igual a 1,2);

v_B es la velocidad en las aberturas de ventilación o en la tubería del aire de combustión, en m/s ;

ρ_a es la densidad del aire de combustión, en kg/m^3 ;

f es el coeficiente de la resistencia al flujo debida a la fricción de las aberturas de ventilación o de la tubería del aire de combustión;

$\Sigma \xi$ es la suma de los coeficientes de resistencia al flujo debido a los cambios de dirección (sentido) y/o de sección transversal y/o de caudal másico en las aberturas de ventilación o en la tubería del aire de combustión;

18 La temperatura de la pared interior a la salida de la chimenea a régimen de temperatura T_{iob} debe determinarse aplicando la fórmula siguiente:

$$T_{iob} = T_{hs} - \frac{U_{ob}}{h_i} \cdot (T_{hs} - T_a)$$

donde

U_{ob} es el coeficiente de transmisión del calor a la salida de la chimenea a régimen de temperatura, en $W/(m^2 \cdot K)$;

T_{hs} es la temperatura de los humos a la salida de la chimenea a régimen de temperatura, en K ;



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

T_a es la temperatura del aire ambiente a la salida de la chimenea, en K ;

h_i es el coeficiente interior de transferencia de calor, en $W/(m^2 \cdot K)$;

El coeficiente de transmisión del calor a la salida de la chimenea U_{ob} a régimen de temperatura debe determinarse a partir de la fórmula siguiente:

$$U_{ob} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R + R_0 + \frac{D_{hi}}{D_{hx} \cdot h_x}}$$

Donde

D_{hi} es el diámetro hidráulico interior, en m ;

D_{hx} es el diámetro hidráulico exterior a la salida de la chimenea, en m ;

h_i es el coeficiente interior de transferencia térmica a la salida de la chimenea, en $W/(m^2 \cdot K)$;

h_x es el coeficiente exterior de transferencia térmica a la salida de la chimenea, en $W/(m^2 \cdot K)$;

R es la resistencia térmica, en $m^2 \cdot K/W$;

R_0 es la resistencia térmica de cualquier aislamiento adicional para la parte de la chimenea por encima del tejado referida al diámetro hidráulico interior para la chimenea, en $m^2 \cdot K/W$;

19 Una vez obtenidos los valores de presión y temperatura necesarios para el cálculo, se procederá al cumplimiento de los requisitos establecidos por la norma *UNE EN 13384_1*.

La validación de los requisitos de presión y de temperatura debe realizarse por duplicado:

- para la potencia térmica nominal del aparato de calefacción;
- para el valor más bajo del intervalo de potencia térmica que está indicado por el fabricante del aparato de calefacción.

Requisitos de presión

Deben verificarse las relaciones siguientes:

1. $\Delta P_{dis} \geq \Delta P_{req}$
2. $\Delta P_{dis} \geq P_B$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

donde:

ΔP_{dis} es la depresión disponible a la base de la chimenea en Pa ;

P_B es la resistencia de presión efectiva del suministro de aire en Pa ;

Requisitos de temperatura

Debe verificarse la relación siguiente:

$$1. \quad T_{iob} \geq T_g$$

donde

T_{iob} es la temperatura de la pared interior en la salida de la chimenea al régimen de temperatura, en K ;

T_g es el límite de temperatura, en K .

Los límites de temperatura T_g de las chimeneas con condiciones de funcionamiento en húmedo deben tomarse igual a $273,15 K$, que previene la formación de hielo en la salida de la chimenea.

3.6.4.4.2 Resultados obtenidos.

La evacuación de humos se realiza a través de una chimenea por generador construida en acero inoxidable. Se incluirá, en los datos de partida, el tipo de caldera y suministro de aire utilizado ya que condicionará el dimensionamiento de la chimenea. Al final de cada apartado de cálculo se mostrará las comprobaciones realizadas según exige la *UNE EN 13384_1*.

1. Caldera Fer

DATOS DE PARTIDA	
------------------	--

Tipo de generador:	Atmosférica a baja temperatura
Potencia nominal del generador:	156,5 Kw
Potencia mínima del generador:	57,54 Kw
Rendimiento del generador:	98 %
Rendimiento mínimo del generador:	109 %
Tipo de combustible:	Gas natural
Temperatura nominal de humos:	45 °C
Temperatura mínima de humos:	30 °C
Temperatura ambiente exterior:	10 °C
Altitud de la instalación:	660 m
Longitud del tramo horizontal:	16,2 m



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Altura del tramo horizontal:	7,0 m
Longitud del tramo vertical:	28 m
Número de codos:	5
Número de tes:	3
Suministro de aire:	A través de rejilla

CÁLCULOS TRAMO HORIZONTAL

	1 ^{er} TRAMO		2 ^o TRAMO	
	Nominal	Mínimo	Nominal	Mínimo
Temperatura media de humos:	45 °C	30 °C	41 °C	25 °C
Temperatura media de pared exterior:	18 °C	16 °C	13 °C	12 °C
Caudal másico de los humos:	258,35 kg/h	85,36 kg/h	258,35 kg/h	85,36 kg/h
Velocidad media de los gases:	1,5 m/s	0,5 m/s	1,5 m/s	0,5 m/s
Pérdidas de carga:	0,1 Pa	0 Pa	9,9 Pa	1,1 Pa
Diámetro interior de la chimenea:	<u>250 mm</u>		<u>250 mm</u>	
Diámetro exterior de la chimenea:	<u>310 mm</u>		<u>310 mm</u>	

CÁLCULOS TRAMO VERTICAL

	1 ^{er} TRAMO	
	Nominal	Mínimo
Temperatura media de humos:	32 °C	17 °C
Temperatura media de pared exterior:	3 °C	1 °C
Caudal másico de los humos:	258,35 kg/h	85,36 kg/h
Velocidad media de los gases:	1,4 m/s	0,5 m/s
Pérdidas de carga:	5 Pa	0,6 Pa
Diámetro interior de la chimenea:	<u>250 mm</u>	
Diámetro exterior de la chimenea:	<u>310 mm</u>	



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

CÁLCULOS TRAMO SALIDA

	1^{er} TRAMO	
	Nominal	Mínimo
Temperatura media de humos:	27 °C	14 °C
Temperatura media de pared exterior:	3 °C	1 °C
Caudal másico de los humos:	258,35 kg/h	85,36 kg/h
Velocidad media de los gases:	1,4 m/s	0,4 Pa
Pérdidas de carga:	0 Pa	0 Pa
Diámetro interior de la chimenea:	<u>250 mm</u>	
Diámetro exterior de la chimenea:	<u>310 mm</u>	

CÁLCULOS SUMINISTRO DE AIRE

	REJILLA
Pérdidas de carga:	3 Pa

COMPROBACIONES FINALES

	REQUISITO		VALORES	TIRO	CUMPLE?
1 ^{er} Presión:	$\Delta P_{dis} \geq \Delta P_{req}$	Nominal	$17,44 \geq 8,45$	8,99	Si
		Mínimo	$7,89 \geq 3,11$	4,78	Si
2 ^o Presión:	$\Delta P_{dis} \geq P_B$	Nominal	$17,44 \geq 3$		Si
		Mínimo	$7,89 \geq 3$		Si
Temperatura:	$T_{iob} \geq T_g$	Nominal	$27,2 \geq 0$		Si
		Mínimo	$10,8 \geq 0$		Si



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

2. Caldera Viessmann

DATOS DE PARTIDA

Tipo de generador:	Caldera de condensación a gas
Potencia nominal del generador:	460 Kw
Potencia mínima del generador:	158,93 Kw
Rendimiento del generador:	98 %
Rendimiento mínimo del generador:	109 %
Tipo de combustible:	Gas natural
Temperatura nominal de humos:	45 °C
Temperatura mínima de humos:	30 °C
Temperatura ambiente exterior:	10 °C
Altitud de la instalación:	660 m
Longitud del tramo horizontal:	16,2 m
Altura del tramo horizontal:	7,0 m
Longitud del tramo vertical:	28 m
Número de codos:	5
Número de tes:	3
Número de ampliaciones:	1
Suministro de aire:	A través de conducto

CÁLCULOS TRAMO HORIZONTAL

	1^{er} TRAMO		2^o TRAMO	
	Nominal	Mínimo	Nominal	Mínimo
Temperatura media de humos:	45 °C	30 °C	43 °C	27 °C
Temperatura media de pared exterior:	18 °C	16 °C	13 °C	12 °C
Caudal másico de los humos:	707,54 kg/h	235,84 kg/h	707,54 kg/h	235,84 kg/h
Velocidad media de los gases:	4,1 m/s	1,3 m/s	2,1 m/s	0,7 m/s
Pérdidas de carga:	-2,7 Pa	-0,3 Pa	18,2 Pa	2 Pa
Diámetro interior de la chimenea:	<u>250 mm</u>		<u>350 mm</u>	
Diámetro exterior de la chimenea:	<u>310 mm</u>		<u>425 mm</u>	



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

CÁLCULOS TRAMO VERTICAL

	1 ^{er} TRAMO	
	Nominal	Mínimo
Temperatura media de humos:	38 °C	22 °C
Temperatura media de pared exterior:	3 °C	2 °C
Caudal másico de los humos:	707,54 kg/h	235,84 kg/h
Velocidad media de los gases:	2,1 m/s	0,6 m/s
Pérdidas de carga:	7,3 Pa	0,9 Pa
Diámetro interior de la chimenea:	<u>350 mm</u>	
Diámetro exterior de la chimenea:	<u>425 mm</u>	

CÁLCULOS TRAMO SALIDA

	1 ^{er} TRAMO	
	Nominal	Mínimo
Temperatura media de humos:	35 °C	20 °C
Temperatura media de pared exterior:	3 °C	1 °C
Caudal másico de los humos:	707,54 kg/h	235,58 kg/h
Velocidad media de los gases:	2 m/s	0,6 m/s
Pérdidas de carga:	0 Pa	0 Pa
Diámetro interior de la chimenea:	<u>350 mm</u>	
Diámetro exterior de la chimenea:	<u>425 mm</u>	



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

CÁLCULOS SUMINISTRO DE AIRE

1^{er} TRAMO

Pérdidas de carga:

5,79 Pa

Diámetro interior del conducto:

250 mm

Longitud del conducto:

5 m

COMPROBACIONES FINALES

	REQUISITO		VALORES	TIRO	CUMPLE?
1 ^{er} Presión:	$\Delta P_{dis} \geq \Delta P_{req}$	Nominal	$20,83 \geq 13,24$	7,59	Si
		Mínimo	$12,43 \geq -2,09$	14,52	Si
2 ^o Presión:	$\Delta P_{dis} \geq P_B$	Nominal	$20,83 \geq 5,79$		Si
		Mínimo	$12,43 \geq 0,74$		Si
Temperatura:	$T_{iob} \geq T_g$	Nominal	$34,8 \geq 0$		Si
		Mínimo	$17,1 \geq 0$		Si

En la parte inferior de la chimenea general vertical se dejará previsto un registro de limpieza en fondo de saco y todas las uniones entre tubos y de estos a la caldera serán fácilmente desconectables y estarán soportadas rígidamente, siendo además estancas. El conducto irá aislado de forma que la temperatura de la pared de locales contiguos no sea mayor de 5°C, de la temperatura ambiente de diseño y nunca superior a 28°C. En tramos horizontales mayores de tres metros se dispondrá de una te de registro, para inspección y limpieza.

La boca de salida al exterior de los humos se situará de manera que se evite la contaminación producida por gases, vapores y partículas sólidas en zonas ocupadas permanentemente por personas. El elemento de remate de la chimenea debe favorecer la ascensión libre de la columna de humos. Ello se podrá conseguir terminando la chimenea con una abertura de la misma sección que el cuerpo de la chimenea o, mejor, con un cono (o pirámide) reductor, con el fin de aumentar la velocidad de salida.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

En la figura 3.55 se muestra de manera simplificada la disposición de las chimeneas:

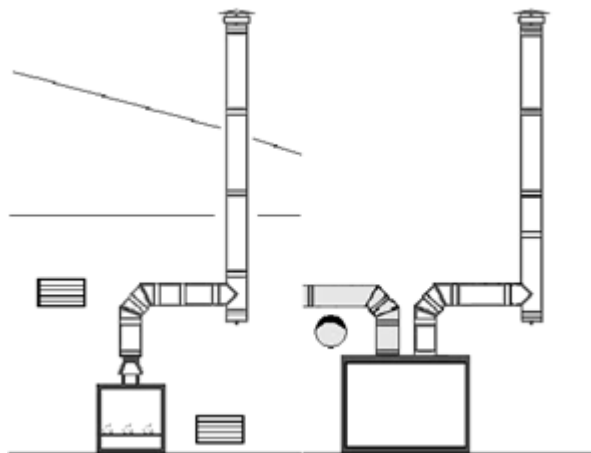


Figura 3.55 Disposición de las chimeneas (fuente: Dinakalc CE III).

3.7. CUMPLIMIENTO DEL *CTE-H4* (CONTRIBUCIÓN SOLAR MÍNIMA)

Como hemos visto en el apartado 3.5.1.2 la contribución solar de nuestra instalación es del 15'3 % de las necesidades energéticas de A.C.S., por lo que no se cumple con el mínimo exigido por el *CTE H4*, que corresponde al 70% de las necesidades energéticas de A.C.S.

Por tanto, haremos uso del ámbito de aplicación del *CTE H4*, donde se expone que la contribución solar mínima podrá disminuirse justificadamente en los siguientes casos:

- a) cuando se cubra ese aporte energético de agua caliente sanitaria mediante el aprovechamiento de energías renovables, procesos de cogeneración o fuentes de energía residual procedente de la instalación de recuperadores de calor ajenos a la propia generación de calor del edificio;*
- b) cuando el cumplimiento de este nivel de producción suponga sobrepasar los criterios de cálculo que marca la legislación de carácter básico aplicable;*
- c) cuando el emplazamiento del edificio no cuente con suficiente acceso al sol por barreras externas al mismo;*
- d) en rehabilitación de edificios, cuando existan limitaciones no subsanables derivadas de la configuración previa del edificio existente o de la normativa urbanística aplicable;*
- e) en edificios de nueva planta, cuando existan limitaciones no subsanables derivadas de la normativa urbanística aplicable, que imposibiliten de forma evidente la disposición de la superficie de captación necesaria;*

f) cuando así lo determine el órgano competente que deba dictaminar en materia de protección histórico-artística.

Según lo expuesto anteriormente nuestra instalación podrá disminuir justificadamente la contribución solar mínima en correspondencia con el apartado “d”, al tratarse de la reforma de un edificio con barreras arquitectónicas provenientes de la configuración previa del edificio existente.

A continuación se expondrá de manera justificada las medidas adoptadas para obtener la contribución solar mínima exigible por el *CTE-H4*.

3.7.1. AHORRO ENERGÉTICO

Para justificar el ahorro energético térmico equivalente al que se obtendría mediante la correspondiente instalación solar, respecto a los requisitos básicos que fija la normativa vigente, se llevará a cabo la mejora del rendimiento energético de los equipos y la reducción de las necesidades energéticas de A.C.S. a través de dispositivos de ahorro instalados en los puntos de consumo.

Instalaciones de producción de calefacción y A.C.S.

Se realizará la reforma de las instalaciones centrales de producción de Calefacción y ACS (véase apartado 3.6), sustituyendo el combustible de los generadores de calor de gasóleo a gas natural, lo que conlleva el cambio de una caldera existente por otra nueva de características similares y la sustitución del quemador de la caldera no sustituida por otro de gas, tal como se indica en la figura 3.56:

INSTALACIÓN ORIGINAL (GASÓLEO)



Caldera marca FER mod. GGN2N y quemador marca BALTUR mod. BTL-20.



Caldera marca ROCA mod. NTD-360 y quemador marca WEISHAUPT mod. L32-A.

INSTALACIÓN REFORMADA (GAS NATURAL)



Caldera marca FER mod. GGN2N y quemador marca BALTUR mod. BTG-20P.



Caldera marca VIESSMAN mod. VITOCROSSAL 200-CT2 y quemador cilíndrico incluido con la caldera mod. MATRIX

Figura 3.56 Modernización de los equipos generadores de calor.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

El ahorro energético que se consigue con esta reforma es difícil de cuantificar ya que se tienen en cuenta muchas variables, como las diferentes pérdidas producidas en el proceso de combustión de una caldera.

Sin embargo, existen datos estadísticos de los ahorros energéticos obtenidos en la sustitución de antiguas calderas estándar a gasóleo por modernas calderas de baja temperatura a gas y de gas de condensación. Los datos se exponen a continuación:

- Sustitución de calderas Estándar a gasóleo por calderas de Baja Temperatura a gas: 23%.
- Sustitución de calderas Estándar a gasóleo por calderas de gas de Condensación: 34%.

Fuente: Curso Viessmann Ahorro energético con calderas de nueva tecnología.

Por tanto, con la sustitución de la caldera destinada al ACS, se consigue un ahorro energético del 34% que sumado al obtenido por la contribución solar 15'3%, sigue siendo insuficiente para el cumplimiento del mínimo exigible por el CTE-H4.

Reducción de las necesidades energética de A.C.S.

Para conseguir disminuir el gasto de A.C.S se instalarán dispositivos de ahorro de agua en los puntos de consumo y grifería.

Como medida adicional de ahorro, también se instalarán dispositivos en los WC para ahorro de agua fría.

- Grifería: Se utilizarán atomizadores marca *Anzapack* en los lavamanos y duchas de las habitaciones, son dispositivos que emplean el efecto Venturi para conseguir mezclar el agua con el aire. Su funcionamiento consiste en pulverizar el agua a presión continua a partir de 1 bar y sin aumentar su caudal a presiones mayores. Consiguen aumentar el volumen del agua, de forma que con menor caudal consiguen el mismo efecto.



Figura 3.57 Atomizadores para grifería (fuente: Anzapack)

Según el fabricante el ahorro de agua que proporciona estos dispositivos es aproximadamente del 50%, sin embargo, éste se verá reducido por dos razones: el agua caliente tiene una presión diferente al agua de temperatura ambiente y el rendimiento de los dispositivos de ahorro nunca será del 100%.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Por tanto, aplicaremos un ahorro en el consumo de agua del 25%.

- WC: A pesar de que la normativa *UNE 67-001-88*, (párrafo 10.1: calidad para obtener sello AENOR) fija en nueve litros la capacidad máxima de los inodoros, el criterio ahorrador sitúa esta cantidad en los seis litros. Para poder considerar a un inodoro como ahorrador, es preciso que cuente con un sistema de retención de vaciado, que puede ser de varios tipos:

- Cisternas con interruptor de descarga.
- Cisternas con doble pulsador.
- Mecanismos de descarga para cisternas.
- Fluxómetro en dos descargas.

En nuestro caso utilizaremos cisternas de doble pulsación marca *Anzapack* que producen una descarga de 3l (descarga parcial) para aguas menores y 6l (descarga completa) para aguas mayores.



Figura 3.58 Descargador parcial o total (fuente: Anzapack)

Conclusión:

Con estas modificaciones en nuestras instalaciones de producción de A.C.S. y en los puntos de consumo actuales, podemos llegar a ahorrar una cantidad importante de energía, que a priori puede no parecer tan elevada, pero que año tras año la suma de reducción de energía llegará a ser importante.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Los datos obtenidos se muestran en la tabla 3.36:

Método	Ahorro energético (kWh)	Porcentaje
Instalación solar térmica ACS	59988	15'3%
Sustitución caldera estándar de gasóleo por caldera de gas a condensación (ACS)	133191,94	34%
Dispositivos de ahorro para agua	97935,25	25%
Total	291115,19	72'3%

Tabla 3.36 Ahorro energético obtenido a partir de la reforma de las instalaciones de ACS y de los dispositivos de ahorro para agua.

Como se puede observar en la tabla anterior el ahorro energético total supera el mínimo exigible por el CTE-H4, sin embargo, como ya dijimos anteriormente los valores obtenidos son estimados y podrían sufrir variaciones.

No se ha tenido en cuenta el ahorro energético producido por el cambio de quemador para la caldera destinada a la calefacción, por otro para utilizar gas natural como combustible en vez de gasóleo, ya que no se tienen datos sobre la demanda de calefacción por no ser aplicable en este proyecto.

3.8. ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL

Los impactos ambientales derivados de la utilización de energías renovables son, principalmente, consecuencia de evitar el impacto ambiental negativo de las fuentes de energía sustituidas.

La energía solar térmica se puede considerar una de las más respetuosas con el medio ambiente y se pueden destacar como efectos positivos los siguientes aspectos:

- Las instalaciones solares térmicas son sistemas limpios y silenciosos que tienen una vida útil cercana a los 25 años con unas necesidades de mantenimiento reducidas.
- La generación y el almacenamiento o consumo se producen en el mismo punto por lo que no es necesaria ninguna estructura de transporte aparte del propio sistema de distribución.
- La energía captada es transformada y utilizada directamente en forma de energía térmica por lo que no son necesarias transformaciones intermedias.

El principal aspecto positivo, compartido con todas las energías renovables, es la reducción de emisiones a la atmósfera de CO₂ (el principal causante del efecto invernadero) si la energía sustituida tiene como fuente de energía primaria un combustible fósil.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

En el caso de este estudio, la energía sustituida es el gas natural.

El gas natural es una mezcla de hidrocarburos gaseosos, con predominio del metano en proporción no inferior al 70%.

COMPONENTES	RANGO DE CONCENTRACIÓN MOLAR (% molar)	
	MÍNIMO	MÁXIMO
CH ₄	71	9,6
C ₂ H ₆	0	16,0
C ₃ H ₈	0	7,3
C ₄ H ₁₀	0	3,0
C ₅ H ₁₂	0	1,0
CO ₂	0	9,6
N ₂	0	6,5

Tabla 3.37 Proporciones permitidas para los diferentes componentes (fuente: Asignatura Instalaciones y máquinas hidráulicas).

La principal característica del Gas Natural radica en que, debido a su mayoritario contenido en metano, y puesto que este compuesto presenta el mayor ratio H/C de entre todos los hidrocarburos (4 frente a 3 del etano, 2.67 del propano y 2.5 del butano), produce en su combustión una menor proporción de CO y CO₂.

Por otra parte, el uso de calderas de gas a condensación en sustitución de calderas de gasóleo estándar de las instalaciones de producción tiene como principal consecuencia la reducción de las emisiones a la atmosfera de gases que provocan el efecto invernadero. De estos, el más importante es la reducción de emisiones de dióxido de carbono (CO₂).

Por cada kWh economizado, la cantidad de CO₂ evitada, depende de la fuente energética (tipo de combustible fósil substituido), y los valores utilizados son los siguientes:

Combustible	Factor de emisión de CO ₂ (tCO ₂ /TJ) (sin factor de oxidación)	Factor de oxidación	Factor de emisión de CO ₂ (tCO ₂ /TJ) incluye factor de oxidación
Gas natural (2) (3)	56,3	0,995	56
Fuelóleo (4)	76,8	0,99	76
Gasóleo	73,7	0,99	73
GLP genérico	65,7	0,99	65
Propano	64,2	0,99	63,6
Butano	66,9	0,99	66,2

Tabla 3.38 Factor de emisión de CO₂ (fuente: EMEP/CORINAIR Atmospheric Emission Inventory Guidebook).

Podemos observar en la tabla 3.38 que la combustión de gas natural produce un volumen de emisiones sensiblemente inferior a la combustión de gasóleos, gas butano o propano también empleados en este tipo de instalaciones.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

La estimación del consumo energético y emisiones de dióxido de carbono se realizarán mensual y anual según *IT 1.2.3. Apartado 3*.

Para el cálculo de la reducción de emisiones de CO₂ se ha utilizado la siguiente fórmula:

$$\text{Reducción de CO}_2(\text{Kg}) = \text{Energía aportada} \left(\frac{\text{GJ}}{\text{mes}} \right) \cdot \text{factor de emisión} \left(\frac{\text{KgCO}_2}{\text{GJ}} \right)$$

A continuación se muestra los resultados obtenidos en la tabla 3.39. Quedan excluidos de este estudio la reducción de CO₂ obtenido por la sustitución de caldera destinada a calefacción y los dispositivos de ahorro para agua. El ahorro energético obtenido por estas dos vías parte de datos estadísticos y los resultados podrían variar, lo que conllevaría un error (véase apartado 3.7).

Mes	Producción de CO ₂ instalación sin reformar (kg)	Reducción de CO ₂ sustitución de gasóleo a gas (kg)	Reducción de CO ₂ instalación solar (kg)	Reducción de CO ₂ total (kg)	Emisión de CO ₂ a la atmósfera (kg)
Enero	9968,00	2321,32	664,27	2985,59	6982,42
Febrero	9142,02	2128,96	754,79	2883,75	6258,27
Marzo	9893,37	2303,94	994,49	3298,43	6594,94
Abril	9026,65	2102,10	1016,06	3118,16	5908,49
Mayo	8573,32	1996,53	1172,91	3169,44	5403,89
Junio	7582,04	1765,68	1234,20	2999,88	4582,17
Julio	7311,62	1702,71	1455,35	3158,06	4153,56
Agosto	7143,96	1663,66	1441,24	3104,90	4039,06
Septiembre	7143,69	1663,60	1171,90	2835,50	4308,19
Octubre	7957,85	1853,20	952,36	2805,56	5152,29
Noviembre	8433,25	1963,91	661,25	2625,16	5808,10
Diciembre	9448,45	2200,32	574,76	2775,09	6673,36
Anual	101624,23	23665,92	12093,58	35759,50	65864,74

Tabla 3.39 Reducción de CO₂ obtenido en kg.

Para tener una visión crítica del resultado obtenido se puede comparar con las emisiones medias de CO₂ per cápita, que en España son de 7 toneladas anuales por lo que en el conjunto de todos los habitantes del edificio las emisiones serían de 1960 toneladas anuales. Este dato representa que la instalación permite un ahorro cercano al 2% de las emisiones por persona.

En cuanto a posibles impactos negativos hay que tener en cuenta que el fluido caloportador debe ser tratado por una instalación depuradora antes de ser abocado al río. En las ciudades como Madrid este hecho no representa ningún problema.

También se debe tener en cuenta el posible impacto visual derivado de la instalación. En este sentido, los avances producidos en los últimos años en el diseño permiten la integración arquitectónica de la instalación en los casos que sea necesario. En el caso de esta instalación no existen edificios colindantes de mayor altura para los que la instalación pueda representar un impacto visual.



4. ESTUDIO ECONÓMICO DE LA INSTALACIÓN PROYECTADA

Todo proyecto debe llevar asociado una valoración económica de la instalación que incluya tanto un presupuesto detallado del coste de la misma como un estudio de rentabilidad. Dicha valoración económica debe ser utilizada como un elemento más de decisión en el momento de decidir si se lleva a la práctica o no el proyecto.

Se debe mencionar que, pese a que la rentabilidad económica suele ser uno de los elementos principales de decisión en cualquier proyecto industrial, una instalación de energía solar térmica tiene otros muchos factores que aportan valor al proyecto. Estos factores, como pueden ser el valor medioambiental o la imagen de implicación con el cambio climático, aportan un valor añadido de tipo social más que económico. Si sólo se midiera la rentabilidad económica, muchas de las instalaciones que se han realizado los últimos años no se hubieran llevado a cabo.

Igualmente, existe otro escenario potenciado por las diversas legislaciones que imperan en cada territorio. En muchos de estos casos, como es en Madrid, existe la obligatoriedad de instalar un sistema de energía solar térmica en edificios de nueva construcción y en grandes reformas de edificios ya existentes. En estos casos, la valoración económica deja de ser un elemento de decisión pasando a ser un estudio meramente informativo que permita encontrar la configuración más rentable posible.

4.1. PRESUPUESTO

Para calcular la inversión necesaria para acometer la instalación se separa el presupuesto en dos partes, que a su vez estarán divididos en capítulos:

Instalación solar

Descripción	Unidades	Precio unitario (€/unidad)	Precio total (€)
<u>1-SISTEMA DE CAPTACIÓN</u>			
COLECTOR SOLAR PLANO VITOSOL 200-F SV2	22,00	400,30	8.806,60
Tubos de unión	16,00	21,00	336,00
Set de conexión a un lado	4,00	44,00	176,00
Juego de vainas de conexión Con vaina de inmersión y conexiones roscadas	1,00	24,60	24,60
Set de fijación para cubiertas planas	4,00	762,00	3.048,00
Purgador automático Con llave de cierre, pieza en T de latón y uniones por anillos de presión (22 mm)	4,00	28,20	112,80
Agente térmico Tyfocor-LS 25 I	5,00	71,40	357,00
Válvula de seguridad 6 bar	4,00	23,40	93,60
DISIPADOR TÉRMICO POR GRAVEDAD Formada por conjunto de válvula termostática disipadora, batería de disipación y accesorios. Completamente montado.	4,00	599,25	2.397,00
<u>2-SISTEMA DE ACUMULACIÓN</u>			
ACUMULADOR VITOCCELL 100-B 500L con aislamiento en espuma blanda de poliuretano Y DOS SERPENTINES Válido para A.C.S.	7,00	1.709,44	11.966,08



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

3-SISTEMA DE CONTROL			
CENTRALITA VITOSOLIC 200 Regulación electrónica por diferencia de temperatura para instalaciones con hasta cuatro consumidores. Para instalaciones bivalentes con colectores de energía solar y calderas a gasóleo/gas. Con lectura digital de la temperatura, balance de potencia y sistema de diagnóstico. Sondas de temperatura del intercambiador y del colector, así como otra sonda de temperatura más incluidas en el volumen de suministro.	1,00	406,20	406,20
4-SISTEMA HIDRÁULICO			
Tubería de cobre UNE 37141 de diámetro 33/35 mm., para circuitos de agua fría y caliente, incluso parte proporcional de accesorios, elementos necesarios para montaje, para la unión de los paneles solares, así como para la conexión con el grupo hidráulico y vaso de expansión.	30	6,69	200,7
Aislamiento de tipo Armaflex SH+plancha de Aluminio 0,6 mm, para tubería de cobre de diámetro 33-35, para circuito de agua caliente, completo e instalado según planos y pliego de condiciones, incluso accesorios, pegamento, cinta adhesiva ARMAFLEX.	30,00	1,80	54,00
Tubería de cobre UNE 37141 de diámetro 26/28 mm., para circuitos de agua fría y caliente, incluso parte proporcional de accesorios, elementos necesarios para montaje, para la unión de los paneles solares, así como para la conexión con el grupo hidráulico y vaso de expansión.	7,00	5,16	36,12
Aislamiento de tipo Armaflex SH+plancha de Aluminio 0,6 mm, para tubería de cobre de diámetro 26-28, para circuito de agua caliente, completo e instalado según planos y pliego de condiciones, incluso accesorios, pegamento, cinta adhesiva ARMAFLEX.	7,00	1,26	8,82
Tubería de cobre UNE 37141 de diámetro 20/22 mm., para circuitos de agua fría y caliente, incluso parte proporcional de accesorios, elementos necesarios para montaje, para la unión de los paneles solares, así como para la conexión con el grupo hidráulico y vaso de expansión.	9,00	3,91	35,19
Aislamiento de tipo Armaflex SH+plancha de Aluminio 0,6 mm, para tubería de cobre de diámetro 20-22, para circuito de agua caliente, completo e instalado según planos y pliego de condiciones, incluso accesorios, pegamento, cinta adhesiva ARMAFLEX.	9,00	1,02	9,18
Tubería de cobre UNE 37141 de diámetro 16/18 mm., para circuitos de agua fría y caliente, incluso parte proporcional de accesorios, elementos necesarios para montaje, para la unión de los paneles solares, así como para la conexión con el grupo hidráulico y vaso de expansión.	70,00	3,21	224,70
Aislamiento de tipo Armaflex SH+plancha de Aluminio 0,6 mm, para tubería de cobre de diámetro 16-18, para circuito de agua caliente, completo e instalado según planos y pliego de condiciones, incluso accesorios, pegamento, cinta adhesiva ARMAFLEX.	70,00	0,91	63,70
GRUPO HIDRÁULICO SOLAR-DIVICON formado por: Bomba Grundfos ups solar 25-120-80 2 termostatos , 2 llaves antiretorno, válvula de seguridad de 6 bar y aislamiento térmico	1,00	563,00	563,00
Valvulería de diámetros 3/4" y 2" . Incluyendo válvulas de esfera, de retención y reductora de presión, sensores de temperatura y presión. Partida de pequeño material Completo e instalado.	1,00	595,00	595,00
Vaso de Expansión de 150l para el circuito primario de presión máxima 10 bares, incluso parte proporcional de accesorios para su correcto montaje.completa e instalado en grupo hidráulico.	1,00	167,25	167,25



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

REGULADORES DE CAUDAL 1" Temperatura Máx. de funcionamiento: 100°C. Presión máx. de funcionamiento: 10 bar.	4,00	152,00	608,00
Tubería de cobre UNE 37141 de diámetro 33/35 mm.Circuito secundario ACS. Incluye valvulería y parte proporcional de accesorios y elementos necesarios para el montaje.	1,00	434,85	434,85
Aislamiento de tipo Armaflex SH+plancha de Aluminio 0,6 mm, para tubería de cobre de diámetro 33-35, para circuito de agua caliente, completo e instalado, incluso accesorios, pegamento, cinta adhesiva ARMAFLEX.	65,00	1,80	117,00
5-DISPOSITIVOS DE AHORRO PARA AGUA			
ATOMIZADOR ECONOMIZADOR DE ALTO RENDIMIENTO Con limitador de caudal incorporado. Adaptable a todos los grifos con rosca	1,76	157	276,32
DESCARGADOR PARCIAL O TOTAL "FOMINAYA" Con doble pulsador que permite descargar total o parcialmente la cisterna.	23,95	157	3760,15
6-MANO DE OBRA			
Mano de obra de la instalación solar.	1,00	1.750,00	1.750,00
Transporte.	1	450	450
LLENADO DE LA INSTALACIÓN CON REFRIGERANTE- ANTICONGELANTE	7,00	42,50	297,50
Puesta en marcha de la instalación.	1	800	800
6- LEGALIZACIÓN DE LA INSTALACIÓN			
Dirección Técnica y proyecto de sala de calderas calefacción, con sus correspondientes certificados y planos, incluso visado, dirección técnica y Tasas. Realización de pruebas y emisión de certificados.	1,00	3.243,54	3.243,54
Subtotal			41.418,90

Adecuación sala de calderas a gas (cambio de combustible):

<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Precio unitario (€/unidad)</i>	<i>Precio total (€)</i>
1-CALDERA/QUEMADOR			
Quemador de gas. BALTUR MOD. BTG 20 P Funcionamiento en dos etapas de potencia (llama alta/baja). Adecuado para funcionar con todo tipo de cámaras de combustión. Mezcla aire-gas en el deflector.	1,00	1.574,30	1.574,30
VISSMANN Vitocrossal 200, modelo 460 Caldera de condensación a gas con quemador de radiación MatriX.	1,00	15.993,60	15.993,60
2-INSTALACIÓN DE GAS			
Red gasista realizada con tubería negra DIN 2448 y DIN 2440 de distintas secciones, valvulería de corte, electroválvula de corte de gas , valvula de tres vias de comprobación 1/2", ventometro, manómetro valv. esfera niño , totalmente instalado, incluso montaje de contador de gas suministrado en alquiler por GAS NATURAL.	1,00	7.216,14	7.216,14
3-RED DE DISTRIBUCIÓN Y VALVULERÍA			
Tubería de acero negro estirado tipo DIN 2440 de varias medidas para soldar, i/codos, tes, manguitos y demás accesorios.	1,00	1.196,87	1.196,87
Sistema de alimentación formado por contador, filtro, desconector y valvula de corte.	1,00	320,93	320,93
Contador energía termica	1,00	1.767,00	1.767,00



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

4-AISLAMIENTOS			
Aislamiento de tuberías realizado mediante coquilla de fibra Isover y acabado final en chapa de aluminio 0,6 m/m debidamente cilindrada, bordonada y fijada por tornillos rosca-chapa.	20,00	48,47	969,40
5-ELEMENTOS AUXILIARES			
Chimeneas modulares: Entronque de salida de humos de 250 mm de diametro realizada con tubo de doble pared, de acero inoxidable, con aislamiento intermedio, totalmente colocado i/ p.p de piezas especiales: tes, abrazaderas, tapajuntas, caperuza plana de remate y medios auxiliares necesarios.	2,00	400,00	800,00
Instalación de todos los elementos de señalización necesarios conforme a la UNE 100,100 y a la UNE 60601	1,00	168,75	168,75
6-EXTRACION/VENTILACIÓN			
Conducto de chapa galvanizada circular de 200mm de diámetro.	12,00	30,00	360,00
Rejillas de extracción de 600 x 400	2,00	20,21	40,42
Ventilador C JMP/AL.	1,00	864,57	864,57
Rejilla superior	1,00	14,96	14,96
7-PROTECCIÓN CONTRA INCENDIOS Y DETECCIÓN DE GAS			
Central de detección compacta con un detector de gas, dos detectores termovelocimétricos y una sirena bitonal	1,00	685,00	685,00
Extintor portátil polvo, totalmente instalado. Eficacia (27A-183B) y señal fotoluminiscente de "Extintor", A4	1,00	47,44	47,44
Emergencia estanca de 1x4 W, tipo incandescente Instalación eléctrica bajo tubo de acero, bajo interruptores estancos y cajas de registros.	1,00	42,00	42,00
8-MANO DE OBRA INST. HIDRAULICA Y GASISTA			
Mano de obra: Montaje de tuberías y accesorios hidráulicos.	1,00	5.772,42	5.772,42
9-LEGALIZACIÓN			
Dirección Técnica y proyecto de sala de calderas calefacción, con sus correspondientes certificados y planos, incluso visado, dirección técnica y Tasas. Realización de pruebas y emisión de certificados.	1,00	2.988,17	2.988,17
subtotal			40.821,97 €

Inversión inicial total

El coste total de la instalación debería ser, en principio, la suma de la inversión inicial directa y la inversión inicial diferida. Sin embargo, si se quiere realizar un estudio lo más próximo a la realidad posible se debe tener en cuenta varios factores que reducen el coste de la instalación.

Lo primero es tener en cuenta que, generalmente, las empresas dedicadas a la instalación de sistemas térmicos suelen tener descuentos con los fabricantes y distribuidores. Estos descuentos suelen estar entre un 25% y un 30% del precio de catálogo, que en las tablas anteriores no están aún contemplados.

De la misma forma se deben tener en cuenta las posibles subvenciones que ofrecen los organismos oficiales para fomentar las instalaciones de energías renovables. En este caso se ha recurrido a la Comunidad de Madrid, que en lo dispuesto en el *BOCM n°*



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

210, de 4 de septiembre las instalaciones de energía solar térmica pueden solicitar una subvención de hasta 375 €/m².

Teniendo en cuenta estos factores, en la tabla 4.1 se presenta la inversión final necesaria para acometer la instalación.

INVERSIÓN	
Instalación solar	41619,9 €
Adecuación sala de calderas a gas	40821,97 €
Descuento (25% sobre el coste mat.)	-16785,06 €
Subvención Comunidad de Madrid	-19222,5 €
Total inversión inicial	46434,31 €

Tabla 4.1 Inversión total del proyecto.

4.2. ESTUDIO DE RENTABILIDAD

Para estudiar la rentabilidad de esta instalación es necesario tener un escenario comparativo para evaluar si la instalación sale más rentable que dicho escenario.

En el caso de este proyecto, se va a estudiar la rentabilidad teniendo en cuenta que sustituye al calentamiento del ACS mediante la instalación de gas natural preexistente en el edificio.

Los parámetros de rentabilidad a estudiar son el Valor Actualizado Neto (VAN) de la instalación a lo largo de su vida útil estimada (25 años), la Tasa Interna de Retorno y el periodo de retorno (Payback).

El cálculo del VAN no es más que calcular la diferencia entre ahorros proporcionados por la instalación y gastos derivados de la misma a lo largo de su vida útil. Para referenciar esta cantidad al año en el que se realiza la instalación es necesario tener en cuenta el interés bancario del que se hubiera beneficiado la inversión inicial. De este modo, una inversión con un VAN positivo significa que aporta mayor beneficio que depositar la misma cantidad en un banco.

Como datos para llevar a cabo el análisis de inversión se toman:

- Índice de inflación previsto: 2,62%
- Incremento del precio del combustible, en este caso gas natural: 4,48%
- Tasa de interés bancario: 3,3958%

La expresión para calcular el VAN es la siguiente:

$$VAN = \sum_{i=1}^n \frac{V_{F,i}}{(1+k)^i} - I_0$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Donde:

$V_{f,i}$ Los flujos de caja para cada año del análisis de la inversión.

I_0 Inversión inicial.

K Interés bancario previsto.

Es necesario conocer el ahorro de combustible y como consecuencia el ahorro económico que produce la instalación solar descrita en este proyecto.

La energía solar útil aportada al año, es de 215,96 *GJ* que son equivalentes a 59988 *kWhcalor*.

La tarifa de gas natural fijada por el Ministerio de Industria viene determinada en la tabla 4.2:

Tarifa		Término	
		Fijo (€/Cliente)/mes	Variable cent/kWh
T.1	Consumo inferior o igual a 5.000 kWh/año.	3,90	4,759404
T.2	Consumo superior a 5.000 kWh/año e inferior o igual a 50.000 kWh/año.	7,84	4,195204
T.3	Consumo superior a 50.000 kWh/año e inferior o igual a 100.000 kWh/año.	49,84	3,686364
T.4	Consumo superior a 100.000 kWh/año.	149,44	3,431464

Tabla 4.2 Tarifa de gas natural (fuente: Ministerio de industria).

En el caso que nos ocupa tendremos una tarifa T.4 con:

- Término fijo: 149,4 €/mes que es el importe correspondiente a la disponibilidad continua del servicio.
- Término variable: 0,03431464 €/kWh que es el importe de consumido de Gas Natural durante el periodo de facturación.

A través del rendimiento de la caldera podemos pasar de *kWhcalor* a *kWhGN* mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_{caldera} = \frac{kWh_{calor}}{kWh_{GN}} = 0,95$$

Despejando los *kWhGN* de la ecuación nos queda entonces:

$$kWh_{GN} = \frac{kWh_{calor}}{0,95} = 63145,26$$



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Por tanto, mirando la tarifa expresada en la tabla anterior, podemos observar que el ahorro experimentado es el siguiente:

$$Ahorro = 0,03431464 \frac{\text{€}}{\text{kWh}_{GN}} \cdot 63145,26 \text{ kWh}_{GN} = 2166,81 \text{ €}$$

En la figura 4.1 se muestra el VAN a lo largo de la vida útil de la instalación:

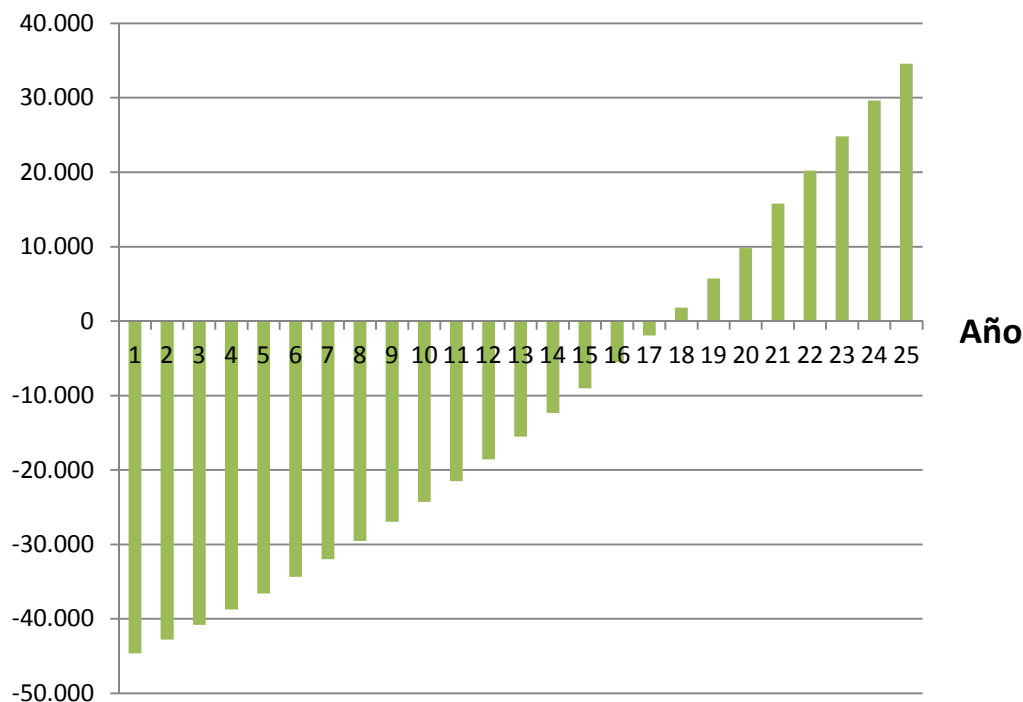


Figura 4.1 Gráfica del valor actualizado neto en €.

La tasa interna de retorno es el máximo interés bancario i para el que la instalación sigue siendo rentable, es decir, el interés que hace que el VAN sea igual a 0. En una inversión rentable el TIR será mayor que el interés bancario.

El último parámetro de estudio es el periodo de retorno. Es el tiempo necesario para recuperar la inversión inicial realizada en términos monetarios actualizados.

Cabe destacar que todos estos parámetros tienen correlación entre ellos. Una instalación rentable con un VAN positivo tendrá siempre un TIR superior al interés bancario y un periodo de retorno inferior al horizonte de estudio.

La tabla 4.3 resume los elementos calculados y los resultados obtenidos en el análisis económico:

AÑOS	AHORRO COMB.	GASTOS MTTO	CASH FLOW (€)	TIR	VAN (€)
1	2323,20	476,51	1846,69	-96,02%	-44.648,06
2	2490,87	488,99	2001,88	-77,15%	-42.775,51
3	2670,65	501,80	2168,84	-58,51%	-40.813,42
4	2863,40	514,95	2348,45	-44,20%	-38.758,62



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

5	3070,06	528,44	2541,62	-33,57%	-36.607,84
6	3291,64	542,29	2749,35	-25,62%	-34.357,69
7	3529,21	556,49	2972,71	-19,54%	-32.004,63
8	3783,92	571,07	3212,85	-14,80%	-29.545,01
9	4057,02	586,04	3470,99	-11,04%	-26.975,05
10	4349,83	601,39	3748,44	-8,01%	-24.290,81
11	4663,78	617,15	4046,63	-5,53%	-21.488,20
12	5000,38	633,32	4367,06	-3,47%	-18.563,01
13	5361,28	649,91	4711,37	-1,75%	-15.510,83
14	5748,22	666,94	5081,28	-0,29%	-12.327,13
15	6163,09	684,41	5478,68	0,96%	-9.007,17
16	6607,90	702,34	5905,56	2,03%	-5.546,07
17	7084,82	720,74	6364,08	2,96%	-1.938,74
18	7596,16	739,63	6856,53	3,77%	1.820,09
19	8144,40	759,00	7385,40	4,48%	5.735,88
20	8732,21	778,89	7953,32	5,11%	9.814,28
21	9362,45	799,30	8563,15	5,88%	15.798,58
22	10038,17	820,24	9217,93	6,35%	20.220,08
23	10762,67	841,73	9920,94	6,77%	24.822,50
24	11539,45	863,78	10675,67	7,15%	29.612,39
25	12372,29	886,41	11485,88	7,50%	34.596,55

Tabla 4.3 Análisis económico de la instalación proyectada.

Es evidente que numéricamente la instalación es rentable, tiene un VAN cercano a los 35.000 €, un TIR del 7,5% y un periodo de retorno de 18 años.

La rentabilidad de la instalación podría ser mejorada si se ampliara el factor de cobertura de la instalación con un campo de colectores mayor, puesto que el aumento de coste de la instalación se ve compensado por el aumento de energía producida. Se podría llegar a analizar el factor de cobertura que proporciona un rendimiento económico máximo. Sin embargo, en el caso de esta instalación, no hay espacio suficiente debido a la configuración inicial del edificio.



5. CONCLUSIONES

En cumplimiento con el CTE-DB-H4 se ha acometido la reforma de las instalaciones de producción de calor con aporte de energía solar para ACS en el hotel NH Habana.

Debido a la baja cobertura solar obtenida se han aplicado medidas de ahorro adicionales (renovación de las calderas existentes y utilización de atomizadores en la grifería). Consiguiendo así, un ahorro energético global superior al 70% exigido en el CTE-DB-H4.

En la siguiente tabla se muestra los resultados obtenidos:

Método	Ahorro energético (kWh)	Porcentaje
Instalación solar térmica ACS	59988	15'3%
Sustitución caldera estándar de gasóleo por caldera de gas a condensación (ACS)	133191,94	34%
Dispositivos de ahorro para agua	97935,25	25%
Total	291115,19	72'3%

Por su parte, la reducción de CO₂ conseguida con la instalación solar térmica diseñada junto con la sustitución de caldera asciende a 36 toneladas a lo largo de un año.

En relación al estudio económico se observa que la inversión realizada para la ejecución del proyecto se amortiza a los 18 años, consiguiendo un beneficio de 35.000 € al final de la vida útil de la instalación, estimada en 25 años.

Una vez finalizado el proyecto, he podido confirmar que no sólo he obtenido resultados satisfactorios con el cumplimiento de los objetivos iniciales, sino que también he adquirido nuevos conocimientos y corregido algunos de los aprendidos en mi experiencia laboral.

En cuanto al diseño del sistema solar objeto de este proyecto, lo he configurado de tal manera que esté en total sintonía con el equipo de energía auxiliar para que el usuario final pueda aprovechar al máximo el ahorro energético solar sin sacrificar su confort térmico en ningún momento.

Cabe señalar que no sólo he dado cumplimiento a la normativa en todo el proceso de elaboración del proyecto, sino que he considerado las condiciones más desfavorables para dar la cobertura solar establecida.

Así mismo, he tenido en cuenta las características técnicas de los elementos que conforman la instalación solar, comparando con las diversas opciones que hay en el mercado actualmente, y su integración en ésta para conseguir el máximo rendimiento del sistema en los meses de más frío sin penalizar con sobrecalentamientos en los meses de más calor.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

He intentado hacer una memoria lo más descriptiva posible para dar total accesibilidad al ingeniero técnico industrial en la realización de proyectos de energía solar térmica, incluyendo detalles del manejo de TSOL, una de las herramientas software de simulación solar recomendada por entidades de reconocido prestigio.



6. BIBLIOGRAFÍA

1. Sistemas Solares Térmicos, diseño e instalación. Solarpraxis y CENSOLAR. Año edición 2005.
2. Manual de cálculo y diseño de instalaciones de producción de ACS mediante energía solar. Gas Natural.
3. Documentación técnica y comercial de Viessmann.
4. Documentación interna de Viessmann.
5. Proyecto y cálculo de instalaciones solares térmicas, de Pilar Pereda Suquet. Ediciones de Arquitectura. Año de edición 2006.
6. Curso: Instalaciones de Energía Solar Térmica en edificios de viviendas, de Emilio Carrasco Sánchez. Año 2007.
7. Apuntes: Instalaciones y Máquinas Hidráulicas.
8. <http://net.grundfos.com/Appl/WebCAPS/custom?userid=BGE>: Programa de selección de bombas Grundfos.
9. <http://www.idae.es>: Web del Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía.
10. Normas sobre documentación, tramitación y prescripciones técnicas de las instalaciones interiores de suministro de agua. Comunidad de Madrid. Octubre 2004.
11. Salvador Escoda (www.salvadorescoda.com).
12. Anzapack (www.anzapack.com).
13. Lorenzo y Cantón (www.lorenzoycanton.com).



7. PLANOS

7.1. ESQUEMA DE PRINCIPIO ACTUAL

7.2. ESQUEMA DE PRINCIPIO REFORMADO

7.3. PLANTA AZOTEA ESQUEMA HIDRÁULICO

7.4. PLANTA SÓTANO

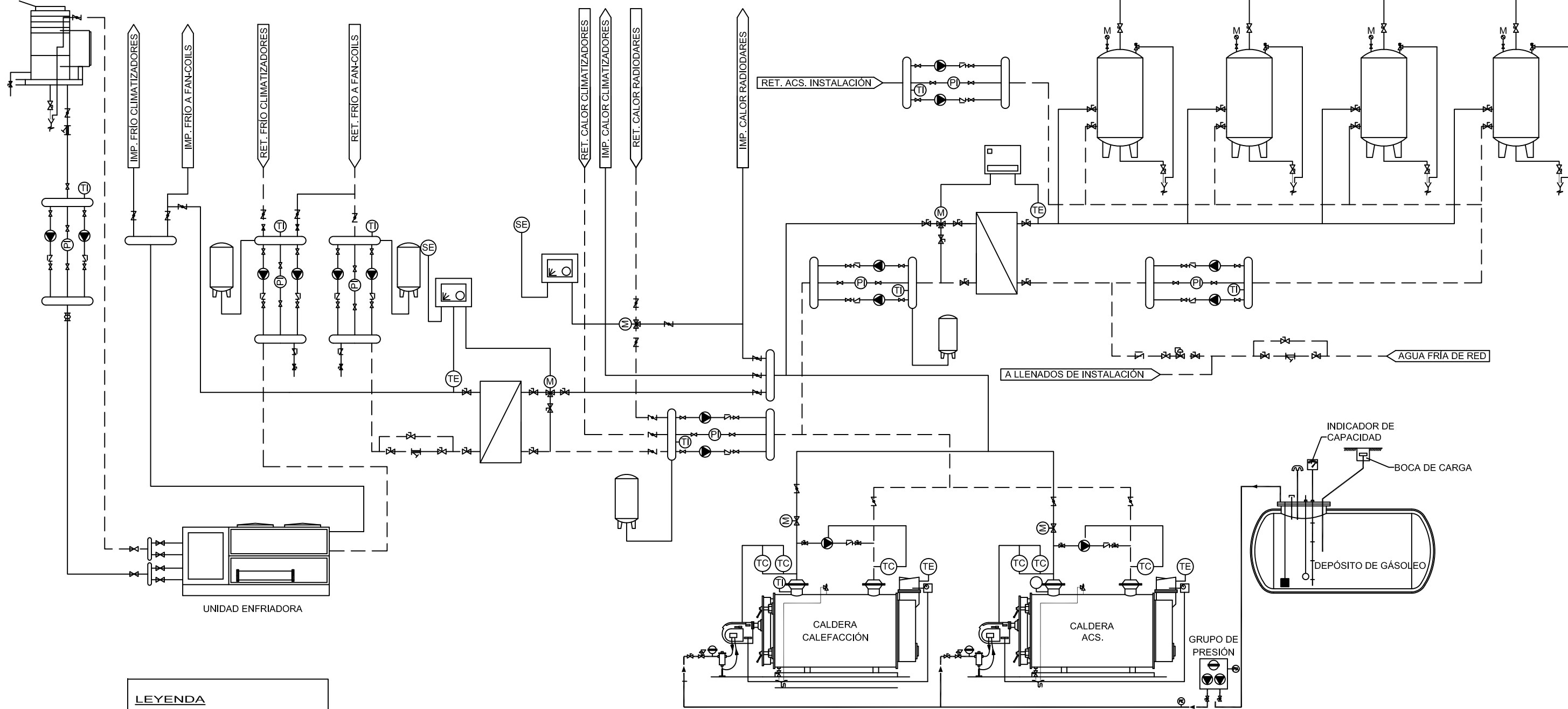
7.5. SALA DE CALDERAS ACTUAL

7.6. SALA DE CALDERAS REFORMADA

7.7. SALA DE CALDERAS SISTEMA DE VENTILACIÓN

7.8. SALA DE CALDERAS PROTECCIÓN CONTRA INCENDIOS

TORRE DE
RECUPERACIÓN 2,2 kW/h

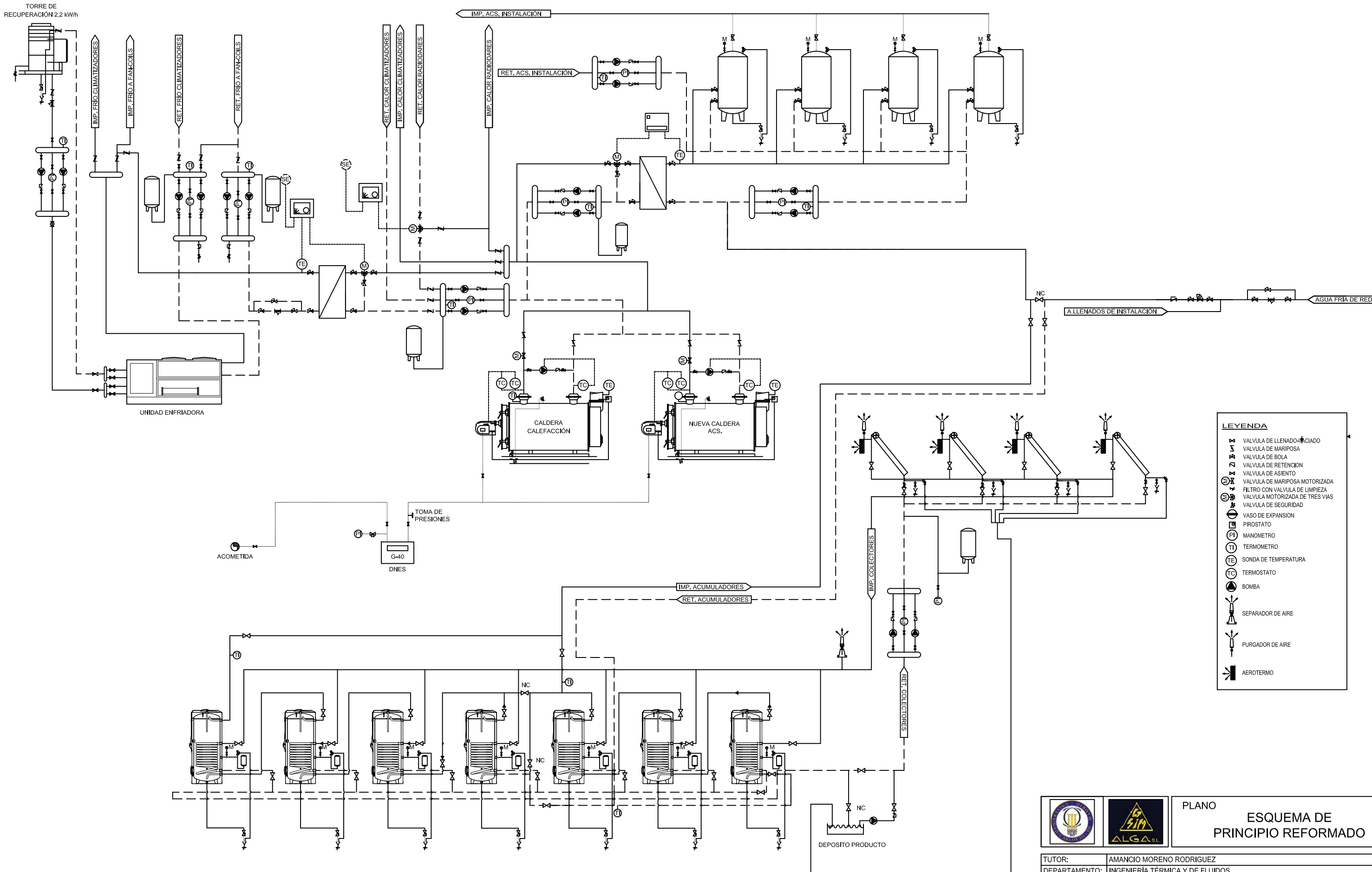


LEYENDA

- VALVULA DE LLENADO-VACIADO
- VALVULA DE MARIPOSA
- VALVULA DE BOLA
- VALVULA DE RETENCION
- VALVULA DE ASIENTO
- VALVULA DE MARIPOSA MOTORIZADA
- FILTRO CON VALVULA DE LIMPIEZA
- VALVULA MOTORIZADA DE TRES VIAS
- VALVULA DE SEGURIDAD
- VASO DE EXPANSION
- PIROSTATO
- MANOMETRO
- TERMOMETRO
- SONDA DE TEMPERATURA
- TERMOSTATO
- BOMBA



ESQUEMA DE PRINCIPIO ACTAUL escala S/E

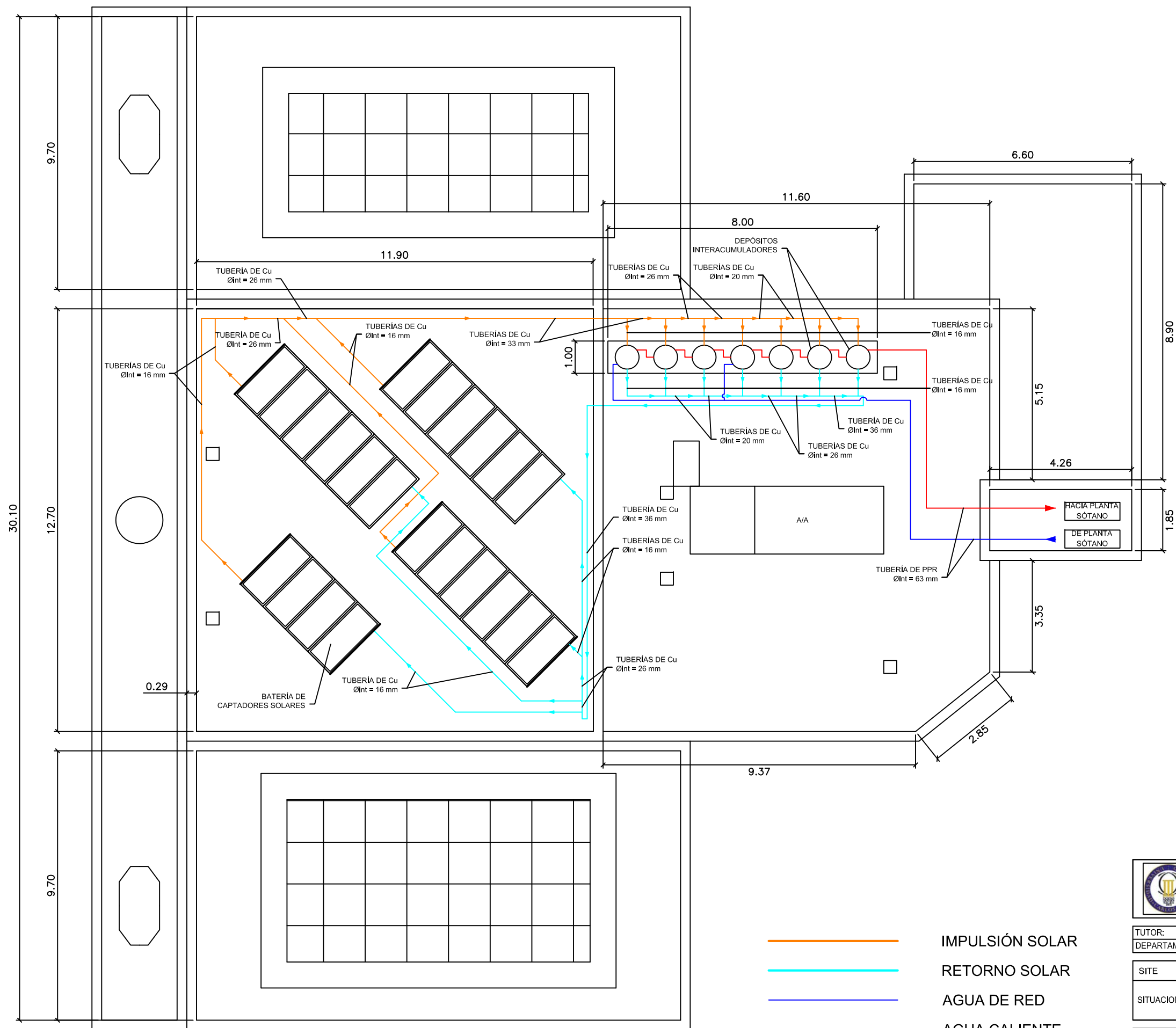
				PLANO	
				ESQUEMA DE PRINCIPIO ACTAUL	
TUTOR:		AMANCIO MORENO RODRIGUEZ			
DEPARTAMENTO:		INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS			
SITE		HOTEL NH HABANA			
SITUACION	DIRECCION	PASEO DE LA HABANA, Nº 73			
	MUNICIPIO	MADRID			
	PROVINCIA	MADRID			
Plano Nº		INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL CARLOS FERNÁNDEZ FERNÁNDEZ		Versión	ESCALA
01				1	S/E
				Fecha	
				09-09-2011	



- LEYENDA**
- VALVULA DE LLENADO-ACIADO
 - VALVULA DE MARIPOSA
 - VALVULA DE BOLA
 - VALVULA DE RETENCION
 - VALVULA DE ASIENITO
 - VALVULA DE MARIPOSA MOTORIZADA
 - FILTRO CON VALVULA DE LIMPIEZA
 - VALVULA MOTORIZADA DE TRES VIAS
 - VALVULA DE SEGURIDAD
 - VASO DE EXPANSION
 - PIROSTATO
 - MANOMETRO
 - TERMOMETRO
 - SONDA DE TEMPERATURA
 - TERMOSTATO
 - BOMBA
 - SEPARADOR DE AIRE
 - PURGADOR DE AIRE
 - AEROTERMO

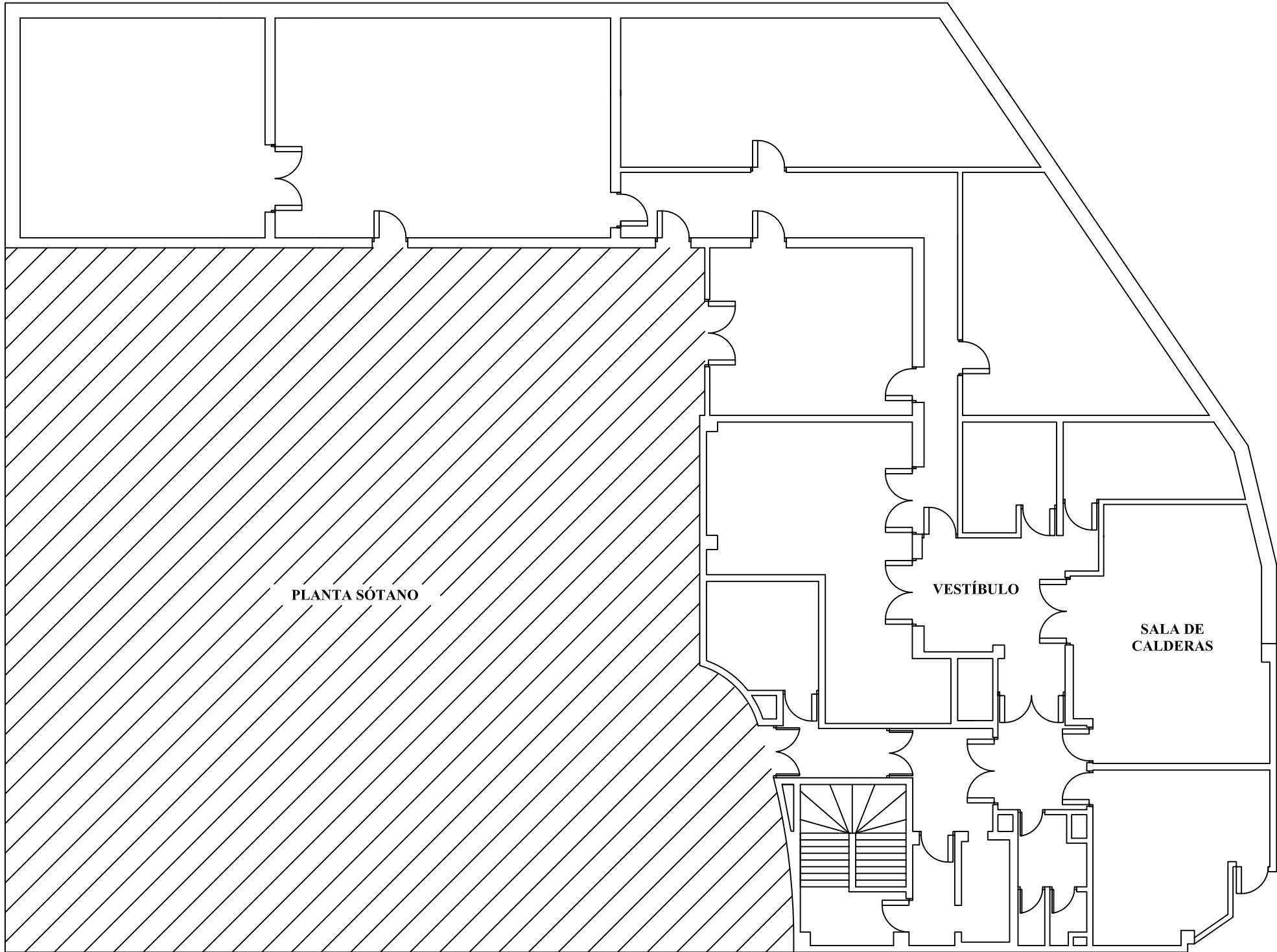
ESQUEMA DE PRINCIPIO REFORMADO escala S/E

				PLANO	
				ESQUEMA DE PRINCIPIO REFORMADO	
TUTOR:		AMANCIO MORENO RODRIGUEZ			
DEPARTAMENTO:		INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS			
SITE		HOTEL NH HABANA			
SITUACION	DIRECCION	PASEO DE LA HABANA, Nº 73			
	MUNICIPIO	MADRID			
	PROVINCIA	MADRID			
Plano Nº		INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL CARLOS FERNÁNDEZ FERNÁNDEZ		Versión	ESCALA
02				1	S/E
				Fecha	
				09-09-2011	



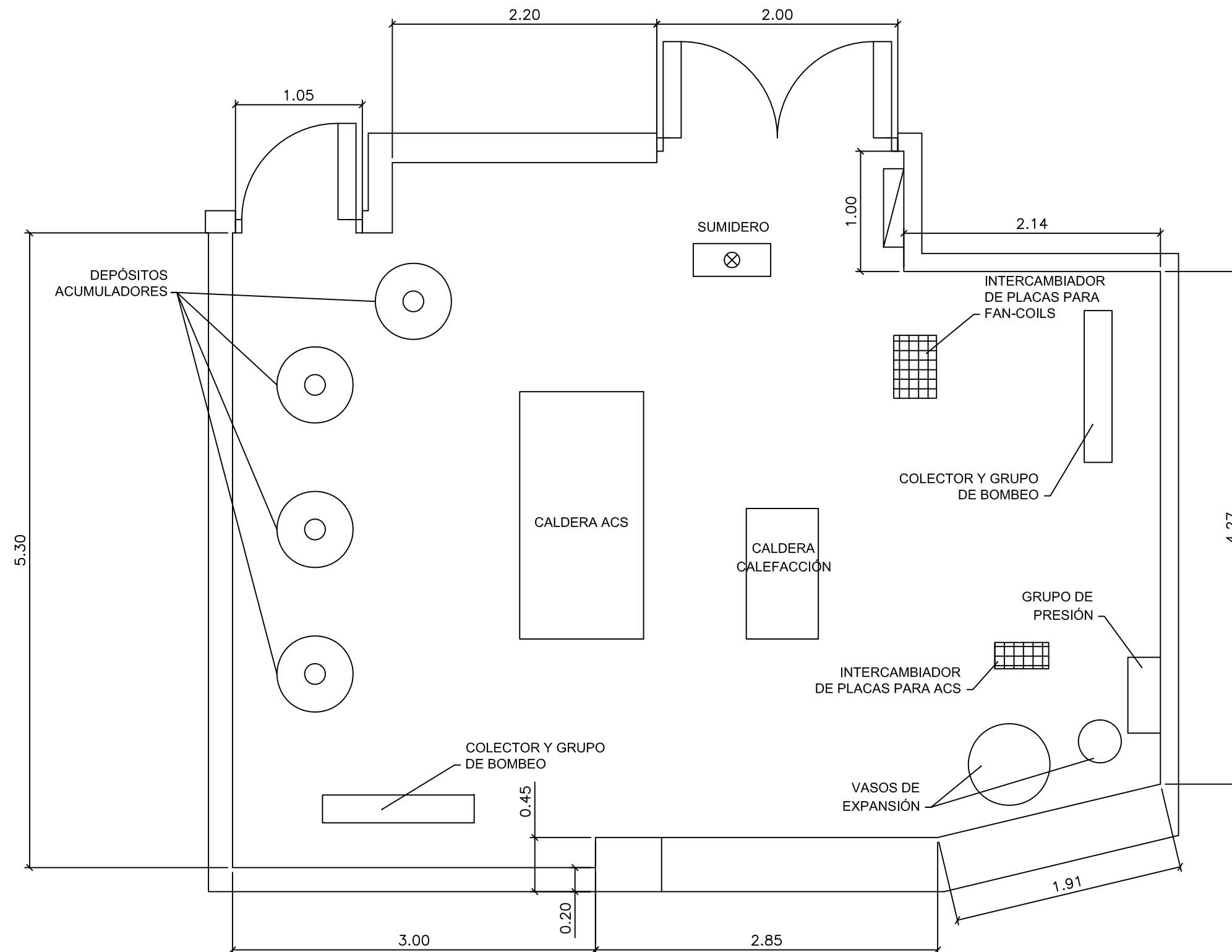
- IMPULSIÓN SOLAR
- RETORNO SOLAR
- AGUA DE RED
- AGUA CALIENTE

				PLANO PLANTA AZOTEA ESQUEMA HIDRÁULICO	
TUTOR:		AMANCIO MORENO RODRIGUEZ			
DEPARTAMENTO:		INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS			
SITE		HOTEL NH HABANA			
SITUACION	DIRECCION	PASEO DE LA HABANA, Nº 73			
	MUNICIPIO	MADRID			
	PROVINCIA	MADRID			
Plano Nº 03		INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL CARLOS FERNÁNDEZ FERNÁNDEZ		Versión 1 Fecha 09-09-2011	ESCALA 1/125



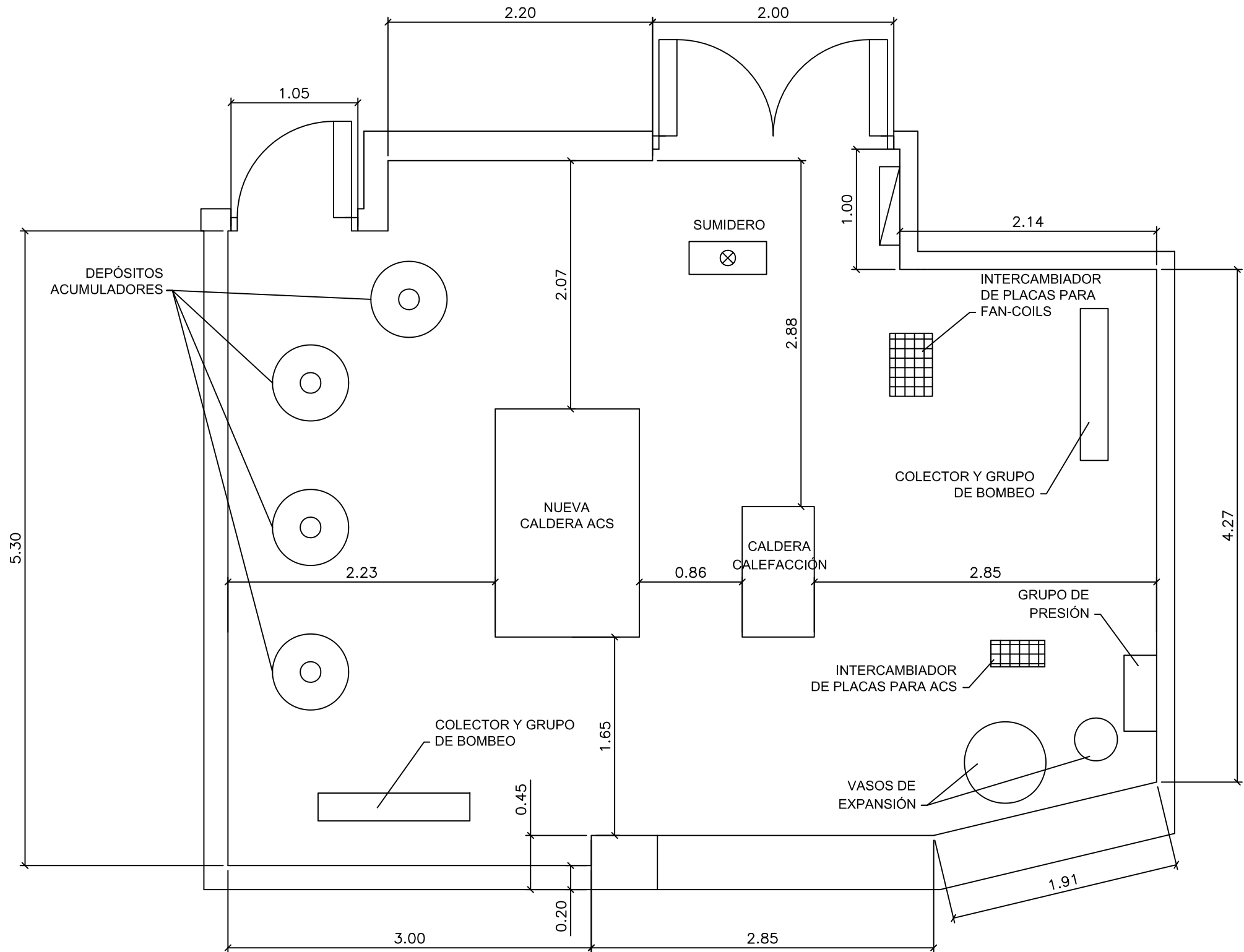
PLANTA SÓTANO escala 1/150

				PLANO PLANTA SÓTANO	
TUTOR:		AMANCIO MORENO RODRIGUEZ			
DEPARTAMENTO:		INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS			
SITE		HOTEL NH HABANA			
SITUACION	DIRECCION	PASEO DE LA HABANA, Nº 73			
	MUNICIPIO	MADRID			
	PROVINCIA	MADRID			
Plano Nº 04	INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL CARLOS FERNÁNDEZ FERNÁNDEZ			Versión 1	ESCALA 1/150
				Fecha 09-09-2011	



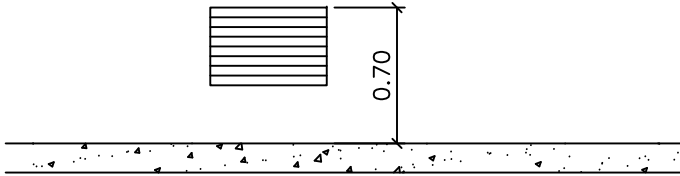
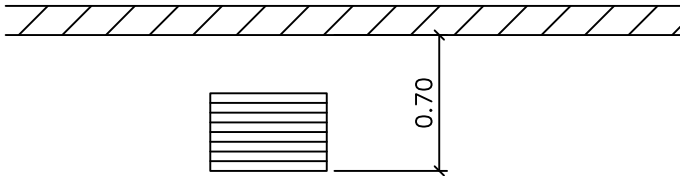
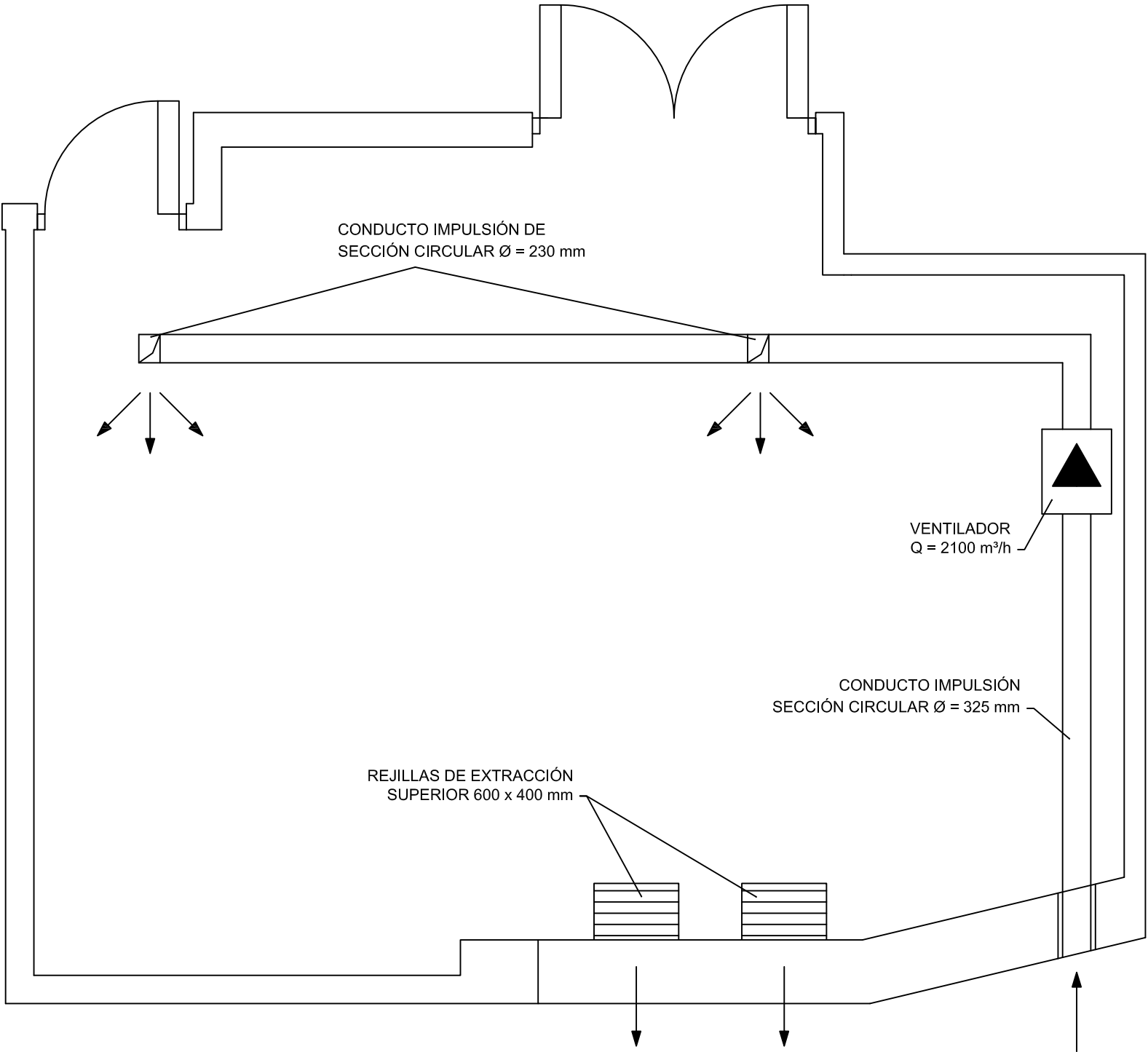
SALA DE CALDERAS EXISTENTE escala 1/40

				PLANO	
				SALA DE CALDERAS	
				ACTUAL	
TUTOR:		AMANCIO MORENO RODRIGUEZ			
DEPARTAMENTO:		INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS			
SITE		HOTEL NH HABANA			
SITUACION	DIRECCION	PASEO DE LA HABANA, Nº 73			
	MUNICIPIO	MADRID			
	PROVINCIA	MADRID			
Plano Nº		INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL CARLOS FERNÁNDEZ FERNÁNDEZ		Versión	ESCALA
05				1	1/40
				Fecha 09-09-2011	



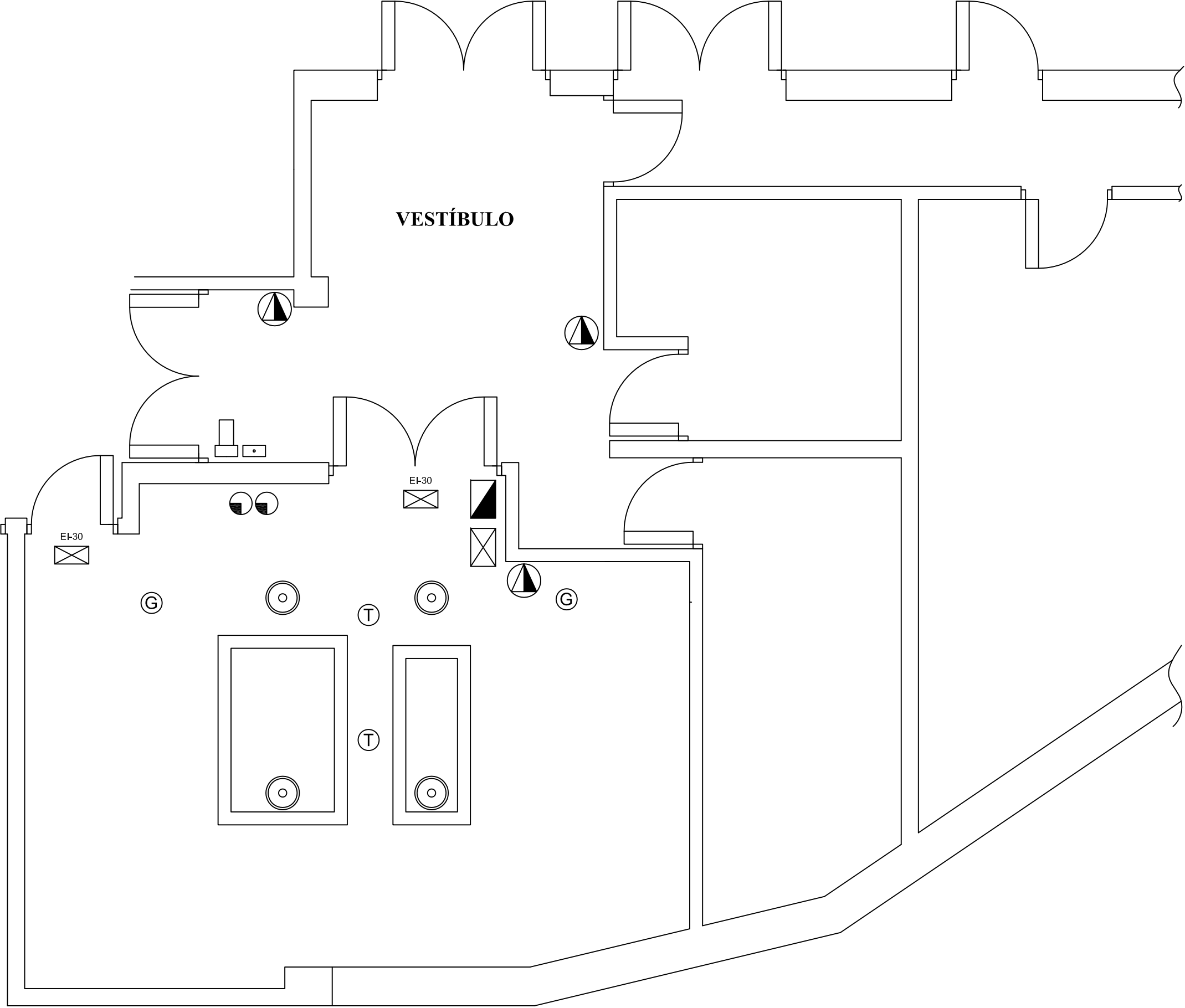
SALA DE CALDERAS REFORMADA escala 1/40

				PLANO	
				SALA DE CALDERAS REFORMADA	
TUTOR:		AMANCIO MORENO RODRIGUEZ			
DEPARTAMENTO:		INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS			
SITE		HOTEL NH HABANA			
SITUACION	DIRECCION	PASEO DE LA HABANA, Nº 73			
	MUNICIPIO	MADRID			
	PROVINCIA	MADRID			
Plano Nº		INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL CARLOS FERNÁNDEZ FERNÁNDEZ		Versión	ESCALA
06				1	1/40
				Fecha 09-09-2011	



SALA DE CALDERAS SISTEMA DE VENTILACIÓN escala 1/40

				PLANO SALA DE CALDERAS SISTEMA DE VENTILACIÓN	
TUTOR:		AMANCIO MORENO RODRIGUEZ			
DEPARTAMENTO:		INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS			
SITE		HOTEL NH HABANA			
SITUACION	DIRECCION	PASEO DE LA HABANA, Nº 73			
	MUNICIPIO	MADRID			
	PROVINCIA	MADRID			
Plano Nº 07		INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL CARLOS FERNÁNDEZ FERNÁNDEZ		Versión 1 Fecha 09-09-2011	ESCALA 1/40



- DETECTOR DE GAS
- DETECTOR TERMICO
- PULSADOR
- SIRENA
- CENTRAL DE INCENDIOS
- CUADRO ELECTRICO
- BOTELLA DE CO2
- BOQUILLA EXTINCION CO2
- EXTINTOR MIN, 27 A 183B
- EMERGENCIAS

SALA DE CALDERAS PROTECCIÓN CONTRA INCENDIOS escala 1/50

				PLANO SALA DE CALDERAS PROTECCIÓN CONTRA INCENDIOS	
TUTOR:		AMANCIO MORENO RODRIGUEZ			
DEPARTAMENTO:		INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS			
SITE		HOTEL NH HABANA			
SITUACION	DIRECCION	PASEO DE LA HABANA, Nº 73			
	MUNICIPIO	MADRID			
	PROVINCIA	MADRID			
Plano Nº 08		INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL CARLOS FERNÁNDEZ FERNÁNDEZ		Versión 1 Fecha 09-09-2011	ESCALA 1/50



8. ANEXO (DOCUMENTACIÓN EQUIPOS)

Colector solar

VIESSMANN

VITOSOL 200-F

Colectores planos para el aprovechamiento de la energía solar

Datos técnicos

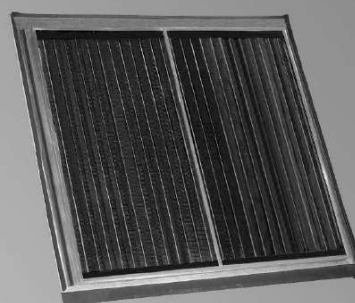
Nº de pedido y precios: véase Lista de precios



Archivar en:
Carpeta Vitotec, Registro 13



Vitosol 200-F



Vitosol 200-F, 5DI

VITOSOL 200-F Modelo SV2 y SH2

Colector plano para montaje vertical u horizontal
Para montaje sobre cubiertas planas e inclinadas, así
como para integración en la cubierta y montaje sobre
estructura de apoyo.
Montaje del modelo SH2 también en fachadas.

VITOSOL 200-F Modelo 5DI

Colector plano de gran superficie para integración en
cubiertas inclinadas con tejas

Para calentamiento de A.C.S., de agua de calefacción y
de piscinas a través de un intercambiador de calor y para
suministro de calor a procesos industriales.

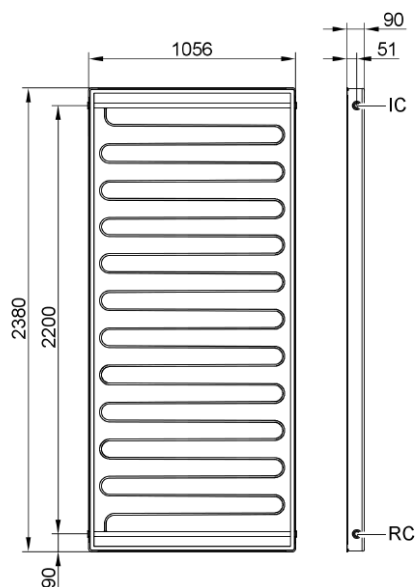


RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Datos técnicos del Vitosol 200-F, modelos SV2 y SH2

Datos técnicos

Modelo		SV2	SH2
Superficie bruta* ¹	m ²	2,51	2,51
Superficie de absorción	m ²	2,32	2,32
Superficie de apertura* ²	m ²	2,33	2,33
Dimensiones			
Anchura	mm	1056	2380
Altura	mm	2380	1056
Profundidad	mm	90	90
Rendimiento óptico* ³	%	79,3	79,3
Coefficiente de pérdida de calor k ₁ * ³	W/(m ² · K)	3,95	3,95
Coefficiente de pérdida de calor k ₂ * ³	W/(m ² · K ²)	0,0122	0,0122
Capacidad térmica	kJ/(m ² · K)	6,4	6,4
Peso	kg	52	52
Volumen de fluido (medio portador de calor)	litros	1,83	2,48
Presión de servicio adm.* ⁴	bar	6	6
Temperatura máx. de inactividad* ⁵	°C	221	221
Conexión	Ø en mm	22	22
Requisitos del soporte y de los anclajes		La cubierta debe soportar la fuerza del viento	



Modelo SV2

RC Retorno del colector (entrada)
IC Impulsión del colector (salida)

*¹Dato necesario a la hora de solicitar subvenciones.

*²Dato decisivo para el dimensionado de la instalación.

*³Referido a la superficie de absorción.

*⁴En los colectores de sistemas cerrados debe haber una presión mínima de 1 bar en frío.

*⁵La temperatura de inactividad es la temperatura que se alcanza en el punto más caliente del colector con una intensidad de radiación global de 1000 W si no se extrae calor alguno.

Fluido caloportador



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Tyfocor[®] LS



Información Técnica

® = Marca registrada

**Caloportador especial de evaporación controlada a base de 1,2-
propilenglicol para uso en instalaciones de energía solar**

Edición: Junio de 2005

TYFOROP CHEMIE GmbH

Anton-Rée-Weg 7
D – 20537 Hamburg

Teléfono: +49-(0)40 20 94 97-0
Telefax: +49-(0)40 20 94 97-20
E-mail: info@tyfo.de
Internet: www.tyfo.de



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Composición química Valores característicos

1,2-propilenglicol, agua destilada e inhibidores de la corrosión.

Aspecto:	líquido transparente, rojo-fluorescente	
Densidad (20°C)	1,032 – 1,035 g/cm ³	ASTM D 1122
Índice de refracción (20°C)	1,380 – 1,384	DIN 51 757
Valor del pH (20°C)	9,0 – 10,5	ASTM D 1287
Reserva de alcalinidad	min. 20 ml 0,1 n HCl	ASTM D 1121
Viscosidad (20°C)	4,5 – 5,5 mm ² /s	DIN 51 562
Punto de ebullición	102 – 105 °C	ASTM D 1120
Punto de inflamación	No es inflamable	DIN 51 376
Contenido de agua	55 – 58 %	DIN 51 777
Resistencia a las heladas	–28 °C	ASTM D 1177

Control de Calidad

Estos datos corresponden a los valores medios en el momento de la impresión de la presente información técnica. No tienen la consideración de una especificación del producto. Los valores característicos pormenorizados forman parte de una especificación del producto independiente

Propiedades

El Tyfocor LS es un líquido transparente y de olor tenue compuesto por una solución acuosa de 1,2-propilenglicol toxicológicamente inofensiva. El producto fue desarrollado especialmente como caloportador para su uso en instalaciones de energía solar expuestas a elevadas cargas térmicas (colectores de vacío).

El producto contiene inhibidores de corrosión muy efectivos que aportan una protección duradera contra la corrosión, la degradación y la formación de depósitos a todos los metales y sus combinaciones y también a los materiales no metálicos usados comúnmente en calefacciones solares. Mantiene limpias las superficies de transmisión térmica, garantizando así un rendimiento del sistema de energía solar elevado y uniforme.

Con el fin de preservar sus propiedades específicas, el producto no debe mezclarse con otros caloportadores ni diluirse en agua. Las pérdidas de fluido caloportador deben compensarse exclusivamente con Tyfocor LS.

Aplicación

El Tyfocor LS puede utilizarse como caloportador para sistemas solares que tengan temperaturas de inactividad elevadas (colectores de vacío) si se observan las siguientes indicaciones:

En caso de inactividad de la instalación, es preciso garantizar, mediante la ejecución de los correspondientes sistemas hidráulicos, que, al alcanzar la temperatura de inactividad, el fluido solar se puede extraer por completo de los colectores, en la medida de lo posible, y almacenarse en depósitos de expansión de dimensiones apropiadas.

Tyfocor LS no puede ser expuesto a temperaturas prolongadas superiores a 170°C. Las temperaturas superiores a 200 °C provocan una lenta descomposición térmica del propilenglicol, la cual puede identificarse por el oscurecimiento del caloportador. Como consecuencia, la duración del fluido se puede ver reducida considerablemente.

Efecto anticorrosivo

El cuadro siguiente indica el efecto anticorrosivo del Tyfocor LS. Test de corrosión según ASTM D 1384 (American Society for Testing and Materials). Variación media del peso en g/m²

Material	Tyfocor LS
Cobre (SF Cu)	– 2.0
Soldadura blanda (L Sn 30)	– 6.0
Latón (MS 63)	– 4.0
Acero (HI)	– 0.1
Hierro colado (GG 26)	– 0.2
Aluminio colado (G AlSi6Cu4)	– 0.3

Compatibilidad con juntas

El Tyfocor LS no ataca a las juntas comúnmente usadas en calefacciones solares. El cuadro siguiente ha sido elaborado tomando como base nuestra experiencia, ensayos propios e información procedente de la bibliografía disponible. Juntas, elastómeros y materiales plásticos que son compatibles con Tyfocor LS: Juntas como Fermit[®], Fermitol[®] (marcas registradas de Nissen & Volk GmbH, Hamburg), cañamo



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Caucho butílico	IIR
Caucho policloropreno	CR
Caucho etileno-propileno-dieno hasta 150 °C	EPDM
Elastómeros fluorocarbonados	FPM
Caucho hasta 80 °C	NR
Caucho nitrilo	NBR
Poliacetales	POM
Poliamidas hasta 115 °C	PA
Polibutenos	PB
Poliétileno blando / duro	PE-LD, PE-HD
Poliétileno reticulado	PE-X
Polipropileno	PP
Politetrafluoroetileno	PTFE
Cloruros de polivinilo duro	PVC h
Cauchos de estireno-butadieno hasta 100 °C	SBR
Poliésteres insaturadas	UP

Las resinas fenólicas, las resinas de urea, el cloruro de polivinilo blando y los elastómeros a base de poliuretanos no son resistentes.

En caso de utilizarse elastómeros, hay que tener en cuenta que las características de uso de estos materiales vienen determinadas no sólo por las características del caucho original (por ejemplo EPDM), sino también por el tipo y la cantidad de los materiales adicionales, así como por las condiciones de vulcanización. Por ello, se recomienda llevar a cabo una prueba de adecuación para Tyfocor LS antes de su utilización por vez primera. Ello resulta aplicable en particular a los elastómeros que se prevea utilizar como material para las membranas de los depósitos de compensación según DIN 4807.

Han demostrado su estabilidad frente a Tyfocor LS caliente: hasta 160 °C: juntas a base de 70 EPDM 281*, y hasta 200 °C: juntas planas como REINZ-AFM 34** o Centellen 3820*** a base de aramida / NBR especial.

Indicaciones de aplicación

Las especiales características de Tyfocor LS hacen precisa la observancia de las siguientes directrices de aplicación si se desea proteger de forma duradera las instalaciones de energía solar.

1. Las instalaciones de energía solar deben construirse como sistemas cerrados. De lo contrario, la entrada de oxígeno atmosférico aceleraría el envejecimiento del fluido, o, lo que es lo mismo, reduciría la duración del mismo.
2. Los vasos de compensación de membrana deben cumplir los requisitos de DIN 4807.
3. Es preferible que las uniones soldadas se lleven a cabo por medio de soldaduras fuertes de plata o cobre. Si se utilizan fundentes que contengan cloruros para la soldadura blanda, deberán retirarse los residuos que queden en el sistema de circulación enjuagándolo a conciencia, ya que unos elevados contenidos de cloruro en el caloportador pueden provocar daños por corrosión.
4. Como elementos de unión flexibles se utilizarán tubos flexibles con barrera de difusión de oxígeno o, preferiblemente, tubos metálicos flexibles.
5. Las instalaciones no deben contener intercambiadores de calor, acumuladores de calor, depósitos o tubos galvanizados en el primario porque el propilenglicol puede disolver el zinc.
6. Tyfocor LS es químicamente inerte. No obstante, es preciso asegurarse de que los materiales de las juntas y uniones son resistentes, según las indicaciones del fabricante, a la temperatura máxima alcanzada por el fluido.
7. Debe retirarse la escoria que se forme en los distintos componentes de cobre de la instalación, ya que las mezclas de propilenglicol/ agua calientes pueden hacer que se desprenda.

* Carl Freudenberg Dichtungs- u. Schwingungstechnik, Pf 100363, D-69465 Weinheim

** REINZ-Dichtungs GmbH, Postfach 1909, D-89229 Neu-Ulm

*** Hecker Werke GmbH & Co, D-71093 Weil im Schönbuch



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

8. Hay que asegurarse de que entre los componentes de la instalación que están en contacto con el Tyfocor LS no existen corrientes eléctricas inducidas (peligro de corrosión).
9. Todas las tuberías deben colocarse de tal modo que no puedan surgir problemas de circulación por la existencia de bolsas de aire o sedimentos.
10. El sistema de circulación debe estar siempre lleno de fluido caloportador hasta el nivel más alto.
11. Tras llenarlo, hay que comprobar que en el sistema no quedan bolsas de aire.
12. Durante el montaje y antes del llenado, las instalaciones de energía solar y sus componentes deben protegerse contra la entrada de suciedad y agua. Una vez completada la instalación, debería llevarse a cabo una limpieza interior (enjuagado) con el objeto de eliminar los residuos sólidos (virutas metálicas, escamas de óxido, restos del embalaje, serrín, etc.) y los materiales utilizados en el montaje.
13. Tras el primer llenado y la puesta en funcionamiento, y en cualquier caso dentro del plazo de 14 días, deben limpiarse los filtros que pudieran haberse instalado con el objeto de no entorpecer la libre circulación del caloportador.
14. Las pérdidas de fluido caloportador deben compensarse exclusivamente con Tyfocor LS. **¡No diluir con agua!**

Embalaje

El Tyfocor LS se encuentra disponible en bidones de plástico de 10, 20 y 30 litros, en barriles de 200 litros y en camión cisterna.

Seguridad

El Tyfocor LS consta de 1,2-propilenglicol. No es obligatoria su identificación según las reglamentaciones de la Comunidad Europea.

Hoja de Seguridad

Hemos elaborado una Hoja de Seguridad conforme a las directivas de la Comunidad Europea 91/155/CEE y 2001/58/CEE para Tyfocor LS.

Manipulación

Manipular el Tyfocor LS con las precauciones de higiene industrial adecuadas y respetar las prácticas de seguridad. Observar las indicaciones de la Hoja de Seguridad.

Ecología

El LS se considera fácilmente biodegradable. En caso de vertido en pequeñas concentraciones, no son de esperar variaciones en la función del lodo activado de una planta depuradora biológicamente adaptada.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Acumulador solar

VIESSMANN

VITOCELL 100-V

Interacumulador de A.C.S. vertical
De 160 a 1000 litros de capacidad

Datos técnicos

Nº de pedido y precios: consultar Lista de precios



VITOCELL 100-V Modelo CVA

Interacumulador de A.C.S. vertical
de acero con esmaltado de dos capas Ceraprotect.



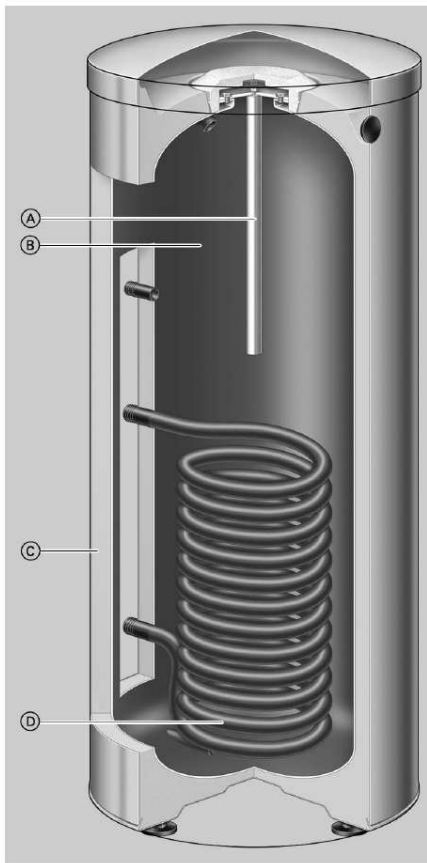
RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Información sobre el producto

La solución "práctica" para la producción económica de A.C.S. El Vitocell 100-V horizontal está disponible con hasta 1000 litros de volumen de agua.

Ventajas

- Depósito de acumulación de acero resistente a la corrosión con esmaltado de dos capas Ceraprotect. Protección catódica adicional mediante ánodo de magnesio; ánodo de corriente inducida suministrable como accesorio.
- Calentamiento de todo el volumen de agua a través de serpentines que llegan hasta el fondo del interacumulador.
- Máximo confort de A.C.S. gracias al calentamiento rápido y uniforme mediante serpentines de grandes dimensiones.
- Pérdidas de calor mínimas gracias a un completo aislamiento térmico de alta eficacia de espuma rígida de poliuretano (sin CFC) en los modelos de 160, 200 y 300 litros de capacidad y de espuma blanda de poliuretano en los modelos de 500, 750 y 1000 litros de capacidad.
- Diseño universal. Si el consumo de A.C.S. es elevado, se pueden combinar varios interacumuladores de A.C.S. Vitocell 100-V mediante colectores para formar baterías de interacumuladores.
- Opcionalmente se puede suministrar o reequipar una resistencia eléctrica de apoyo (de 300 a 1000 litros de capacidad).
- Para facilitar la introducción, los Vitocell 100-V de más de 500 litros de capacidad disponen de un aislamiento térmico de espuma blanda de poliuretano que se suministra por separado.
- Los interacumuladores de A.C.S. de 160, 200 y 300 litros de capacidad se pueden suministrar también en blanco.



- (A) Ánodo de magnesio o de corriente inducida
- (B) Depósito de acumulación de acero con esmaltado de dos capas Ceraprotect
- (C) Aislamiento térmico completo de alta eficacia de espuma rígida de poliuretano (sin CFC)
- (D) Calentamiento de todo el volumen de agua a través de serpentines que llegan hasta el fondo del interacumulador

5828 159-8 ES



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Datos técnicos Vitocell 100-V - Equipo individual

Para la producción de A.C.S. en combinación con calderas y sistemas centralizados de calefacción, opcionalmente con resistencia de apoyo como accesorio para el interacumulador de A.C.S. con 300 y 500 l de capacidad.

Adecuados para las siguientes instalaciones:

- Temperatura de A.C.S. hasta 95 °C.
- Temperatura de impulsión del agua de calefacción hasta 160 °C

- Presión de servicio del circuito primario de caldera hasta 25 bar.

- Presión de servicio del circuito secundario de A.C.S. hasta 10 bar.

Capacidad del interacumulador	I	160	200	300	500	750	1000
Número de registro DIN		0241/06-13 MC/E					
Producción continua con una producción de A.C.S. de 10 a 45 °C y una temperatura de impulsión del agua de calefacción de ... para los caudales de agua de calefacción que se indican debajo	90 °C	kW	40	40	53	70	123
		l/h	982	982	1302	1720	3341
	80 °C	kW	32	32	44	58	99
		l/h	786	786	1081	1425	2725
	70 °C	kW	25	25	33	45	75
		l/h	614	614	811	1106	2113
Producción continua con una producción de A.C.S. de 10 a 60 °C y una temperatura de impulsión del agua de calefacción de ... para los caudales de agua de calefacción que se indican debajo	60 °C	kW	17	17	23	32	53
		l/h	417	417	565	786	1302
	50 °C	kW	9	9	18	24	28
		l/h	221	221	442	589	688
	90 °C	kW	36	36	45	53	102
		l/h	619	619	774	911	1754
Producción continua con una producción de A.C.S. de 10 a 60 °C y una temperatura de impulsión del agua de calefacción de ... para los caudales de agua de calefacción que se indican debajo	80 °C	kW	28	28	34	44	77
		l/h	482	482	584	756	1324
	70 °C	kW	19	19	23	33	53
		l/h	327	327	395	567	912
Caudal de agua de calefacción para las producciones continuas indicadas	m³/h	3,0	3,0	3,0	3,0	5,0	5,0
Consumo por disposición q _{as} con una diferencia de temperatura de 45 °C (valores medidos según DIN 4753-8. 500 l: índice normalizado según DIN V 18599)	kWh/24 h	1,50	1,70	2,20	3,20	3,70	4,30
Aislamiento térmico		Poliuretano inyectado			Espuma blanda de poliuretano		
Dimensiones							
Longitud (Z)							
– Con aislamiento térmico	a	mm	581	581	633	850	960
– Sin aislamiento térmico		mm	—	—	—	650	750
Anchura							
– Con aislamiento térmico	b	mm	608	608	705	898	1046
– Sin aislamiento térmico		mm	—	—	—	837	947
Altura							
– Con aislamiento térmico	c	mm	1189	1409	1746	1955	2100
– Sin aislamiento térmico		mm	—	—	—	1844	2005
Medida de inclinación							
– Con aislamiento térmico		mm	1260	1460	1792	—	—
– Sin aislamiento térmico		mm	—	—	—	1860	2050
Altura de montaje							
		mm	—	—	—	2045	2190
Peso total con aislamiento térmico	kg	86	97	151	181	295	367
Volumen de agua de calefacción	l	5,5	5,5	10,0	12,5	24,5	26,8
Superficie de transmisión	m²	1,0	1,0	1,5	1,9	3,7	4,0
Conexiones							
Impulsión y retorno del agua de calefacción	R	1	1	1	1	1 1/4	1 1/4
Agua fría, agua caliente	R	3/4	3/4	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4
Recirculación	R	3/4	3/4	1	1	1 1/4	1 1/4

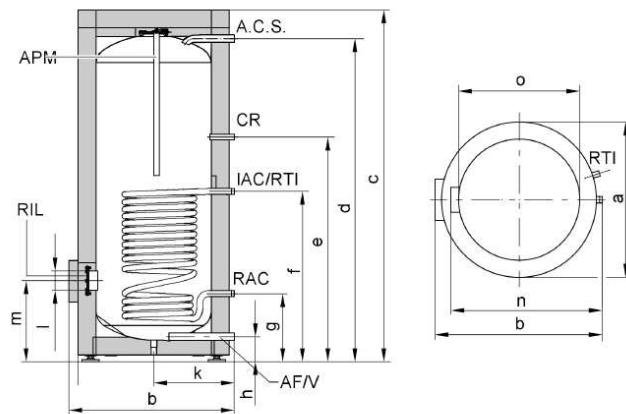
Indicación relativa a la producción continua

En la planificación con la producción continua indicada o calculada, incluya la bomba de circulación correspondiente. La producción continua indicada sólo se alcanzará si la potencia térmica nominal de la caldera es \geq que la de producción continua.



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

500 litros de capacidad



RIL Registro de inspección y limpieza
V Vaciado
RAC Retorno del agua de calefacción
IAC Impulsión del agua de calefacción
AF Agua fría

RTI Sonda de temperatura del interacumulador de la regulación de la temperatura del interacumulador o regulador de temperatura
APM Ánodo de protección de magnesio
A.C.S. Agua caliente sanitaria
CR Conducto de recirculación

Capacidad del interacumulador	I	500
Longitud (Ø)	a mm	850
Anchura	b mm	898
Altura	c mm	1955
	d mm	1784
	e mm	1230
	f mm	924
	g mm	349
	h mm	107
	k mm	455
	l mm	Ø 100
	m mm	422
	n mm	837
Sin aislamiento térmico	o mm	Ø 650

5828 159-8 ES



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Disipador de energía



SALVADOR ESCODA S.A.
www.salvadorescoda.com

Provença, 392 pl. 1 y 2
08025 BARCELONA
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 32

CATÁLOGO TÉCNICO

MANUALES, CATÁLOGOS Y HOJAS TÉCNICAS: EN NUESTRA WEB

4.4.8. Disipadores de calor térmicos, por gravedad

Cumple con la norma UNE-EN 12828 y las indicaciones del Código Técnico de la Edificación, HE 4 apartado 3.2.2.3.1 Protección contra sobrecalentamientos "se deben dotar a las instalaciones solares de dispositivos de control manuales o automáticos que eviten los sobrecalentamientos de la instalación...."

Sistema exclusivo de disipación sin componentes eléctricos. Disipa el exceso de calor generado por la baja demanda de ACS o por falta de fluido eléctrico.

- Prolongan la vida de las instalaciones.
- Eliminan las intervenciones por mantenimiento preventivo.
- Reducen las presiones.

Componentes básicos:

Código	Artículo
SO 12 021	Kô-11 Conjunto valv. termostática disip. y accesorios
SO 12 041	Disip 1 batería de disipación 758 W
SO 12 042	Disip 2 batería de disipación 1260 W
SO 12 043	Disip 3 batería de disipación 2000 W
SO 12 044	Disip 4 batería de disipación 3000 W
SO 12 045	Disip 5 batería de disipación 4000 W



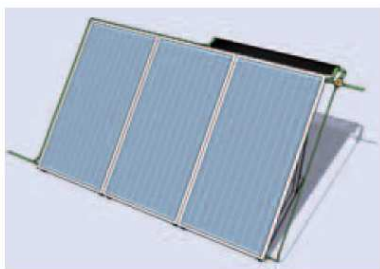
Kits para instalaciones centralizadas:

Código	Artículo
SO 12 121	DISIP 6
SO 12 122	DISIP 8
SO 12 123	DISIP 9/2
SO 12 124	DISIP 9/3
SO 12 125	DISIP 10/2
SO 12 126	DISIP 10/3
SO 12 127	DISIP 11/3
SO 12 128	DISIP 12/3
SO 12 129	DISIP 12/4
SO 12 130	DISIP 13/3
SO 12 131	DISIP 13/4
SO 12 132	DISIP 14
SO 12 133	DISIP 15
SO 12 134	DISIP 16
SO 12 135	DISIP 17
SO 12 136	DISIP 20

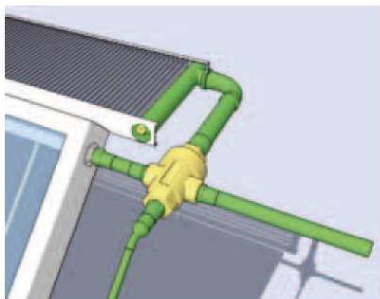
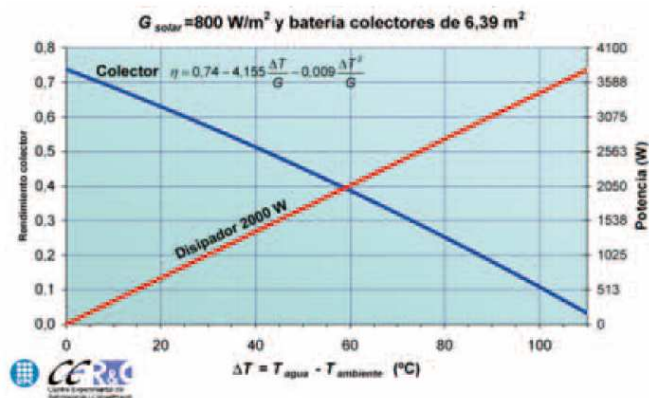


Vivienda unifamiliar en Granada
Instalador: Todo Solar Granada

Gráficas de rendimiento y esquemas de instalación:



Instalación horizontal



Detalle conexión

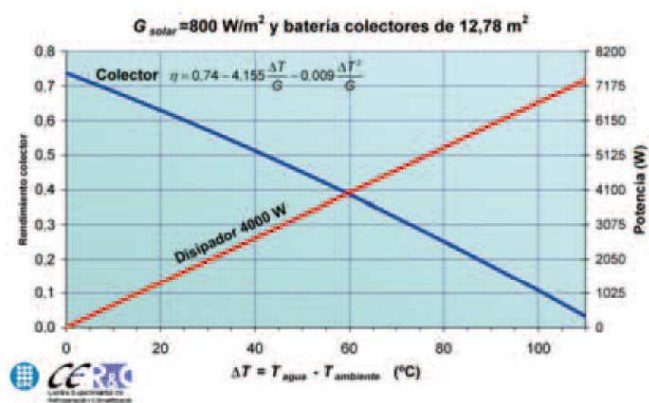


Tabla de selección kits disipación:

m²/colector	nº colectores	Modelo	Disip. 3 SO12043	Disip. 4 SO12044	Disip. 5 SO12045	K6-11 SO12021
15	6	Disip 6	2			2
20	8	Disip 8		2		2
22,5	9	Disip 9/2		1	1	2
22,5	9	Disip 9/3	3			3
25	10	Disip 10/2			2	2
25	10	Disip 10/3	2	1		3
27,5	11	Disip 11/3	2		1	3
30	12	Disip 12/3		3		3
30	12	Disip 12/4	4			4
32,5	13	Disip 13/3		2	1	3
32,5	13	Disip 13/4	3	1		4
35	14	Disip 14	3		1	4
37,5	15	Disip 15			3	3
40	16	Disip 16		4		4
42,5	17	Disip 17		3	1	4
50	20	Disip 20			4	4



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Bomba solar

GRUNDFOS

Empresa: -
Creado Por: -
Teléfono: -
Fax: -
Datos: -

Descripción	Valor
Producto:	UPS SOLAR 25-120 180
Código:	52588352
Número EAN:	5700394931205

Técnico:	
Nº de velocidad:	2
Altura máxima:	120 dm
Clase TF:	95
Homologaciones en placa:	CE

Materiales:	
Cuerpo hidráulico:	Fundición EN-JL 1030 ASTM 30 B
Impulsor:	Compuesto, PES/PP

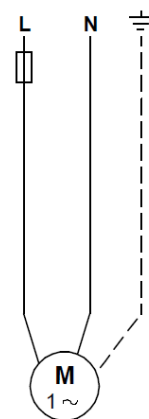
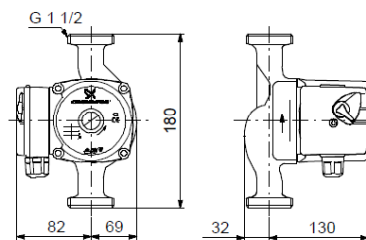
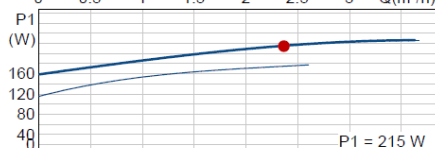
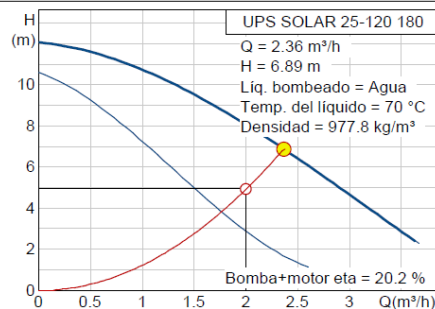
Instalación:	
Rango de temperaturas ambientales:	0 ... 40 °C
Humedad relativa:	95 %
Presión de trabajo máxima:	10 bar
Diámetro de conexiones:	G 1 1/2
Distancia entre conexiones de aspiración y descarga:	180 mm

Líquido:	
Rango de temperatura del líquido:	2 ... 95 °C

Datos eléctricos:	
Potencia - P1:	180 ... 230 W
Potencia de entrada en velocidad 2:	180 W
Potencia de entrada en velocidad 3:	230 W
Frecuencia de alimentación:	50 Hz
Tensión nominal:	1 x 230 V
Corriente nominal:	0.79 A
I MAX.:	1.01 A
Intensidad en velocidad 2:	0.79 A
Intensidad máx.:	1.01 A
Tamaño condensador -	6 µF
Funcionamiento:	
Grado de protección (IEC 34-5):	42
Clase de aislamiento (IEC 85):	F
Protección del motor:	Contacto
Protección térmica:	interior

Paneles control:	
Posición caja de terminales:	9H

Otros:	
Peso neto:	2.6 kg
Peso bruto:	2.8 kg
Volumen:	0.004 m³



Vaso de expansión

04 VASOS DE EXPANSIÓN CON MEMBRANA RECAMBIABLE PARA CALENTADORES DE AGUA CALIENTE SANITARIA

Los vasos de expansión se destinan a las instalaciones de transferencia de agua potable fría y caliente. Permiten la absorción del aumento del volumen que es consecuencia del calentamiento del agua, evitando el incremento de la presión. A medida que se va expandiendo el agua, ésta penetra en el vaso, comprimiendo el colchón de aire y aumentando su presión hasta el valor determinado en el cálculo, de acuerdo con el volumen del vaso seleccionado, en función de la capacidad del calentador, temperatura y presiones determinadas. Cuando el agua va enfriándose, el aire cautivo se expande, empujando el agua para que retorne al calentador mientras la instalación va recobrando la presión original.

VENTAJAS QUE APORTA

- Economiza las calorías.
- Economiza el agua.
- Alivia el grupo de seguridad (prácticamente no se producen fugas de agua por goteo).
- Control unitario de la presión en fábrica.
- Reduce el consumo de energía eléctrica.
- EVITA EL GOLPE DE ARIETE:
 Al cerrar bruscamente las griferías monomando, se producen golpes de ariete dentro de la instalación, que pueden provocar presiones instantáneas de 50 a 80 bar, lo que ocasiona ruidos dentro de las tuberías y una importante fatiga mecánica en diversos componentes de la instalación. Estos inconvenientes son evitados mediante la instalación de un vaso de expansión.

PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS

- Dos fondos en acero.
- Tapa y manguito de acero inoxidable.
- Membrana calidad alimentaria recambiable (el agua se aloja dentro de la membrana).
- Revestimiento exterior pintura blanca polvo EPOXI secado al horno.
- Válvula co obús para el presurizado del vaso.
- Protección de la válvula con tapón de polipropileno.
- Se entrega con precarga de 3 bar.
- Presión máxima de utilización de 10 bar.
- Temperatura máx. de funcionamiento -10°C/+100°C.
- Marca CE según la Directiva 97/23/CE.

INSTRUCCIONES DE MONTAJE

Presión máxima de utilización 10 bar grupo de seguridad obligatorio.

1. Obligatoriamente el vaso se instala sobre una tubería de entrada de agua fría, situándolo entre el grupo de seguridad y el productor de agua caliente.
2. No debe existir ningún mecanismo de cierre entre el vaso de expansión y el productor de agua caliente.
3. El vaso debe situarse de manera que su orificio esté situado en la parte superior a fin de facilitar la purga al descender la temperatura del aparato.



Los vasos de expansión pueden montarse con válvula de aislamiento para poder ajustar la presión de aire o reemplazarlo sin necesidad de vaciar la instalación.

ESQUEMA DE INSTALACIÓN DE UN VASO



PUESTA EN SERVICIO

1. Controlar la presión de llegada de agua fría. Si ésta es superior a 3 bar, colocar un reductor de presión.
2. Ajustar la presión de hinchado del vaso a la presión de llegada (presión de la red): presión de llegada + 0,1. Ejemplo: si la presión de llegada es de 2,5 bar se deberá ajustar a 2,5 + 0,1 = 2,6 bar.

ACCESORIOS CALEFACCIÓN



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

SALVADOR ESCODA S.A.

Roselló, 430-432
Tel. 93 446 27 80
Fax 93 456 90 32
08025 BARCELONA

**Catálogo
Técnico**

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS Y DIMENSIONES

	Código	Artículo	Capacidad lts.	Presión máx. trabajo	Presión precarga bar	D mm	H mm	H1 mm	Conexión de agua Ø DIN 259
	AC 04 001	5 AMR-E	5	10	1,5	200	265	—	¾"
	AC 04 008	5 AMR-E	5	10	1,5	200	265	—	1"
	AC 04 005	24 AMR-E	24	8	1,5	350	410	—	¾"
	AA 15 205	24 AMR-E	24	8	1,5	350	410	—	1"
	AC 04 016	8 AMR	8	10	1,5	200	350	—	1"
	AC 04 017	15 AMR	15	10	1,5	270	320	—	1"
	AC 04 018	20 AMR	20	10	1,5	270	425	—	1"
	AC 04 020	50 AMR	50	10	1,5	360	620	—	1"
	AC 04 021	50 AMR-P	50	10	1,5	360	760	—	1"
	AC 04 025	80 AMR-P	80	10	1,5	450	750	—	1"
	AC 04 063	100 AMR-P	100	10	1,5	450	870	—	1"
	AC 04 022	150 AMR-B90	150	8	1,5	485	1.080	—	1-1/4"
	AC 04 023	200 AMR-B90	200	8	1,5	550	1.075	—	1-1/4"
	AC 04 024	300 AMR-B160	300	8	1,5	650	1.178	—	1-1/4"
	AA 15 227	100 AMR	100	16	1,5	485	805	—	1-1/2"
	AC 04 029	150 AMR	150	10	1,5	485	1.155	—	1-1/2"
	AC 04 030	220 AMR	220	10	1,5	485	1.405	—	1-1/2"
	AC 04 033	350 AMR	350	10	1,5	485	1.980	—	1-1/2"
	AC 04 031	500 AMR	500	10	1,5	600	2.065	—	1-1/2"
	AC 04 032	700 AMR	700	10	1,5	700	2.085	—	1-1/2"
	AC 04 027	1000 AMR	1000	10	1,5	850	2.225	—	2"
	AC 04 028	1400 AMR	1400	10	1,5	1000	2.320	—	2"
	AC 04 038	20 AMR-S	20	10	1,5	270	425	145	1"
	AC 04 039	50 AMR-S	50	10	1,5	360	620	185	1"
	AC 04 040	80 AMR-S	80	10	1,5	450	625	230	1"
FABRICADOS EN ACERO INOX									
	AC 04 049	24 AMR-E	24	8	1,5	350	410	—	1"
	AC 04 047 AC 04 050	20 AMR 50 AMR	20 50	10 10	1,5 1,5	270 360	425 620	— —	1"
	AC 04 048	20 AMR-S	20	10	1,5	270	425	145	1"

ACCESORIOS CALEFACCIÓN



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Sistema de regulación y control

VIESSMANN

VITOSOLIC

Regulación para sistemas de energía solar

Datos técnicos

Nº de pedido y precios: véase Lista de precios



Archivar en:
Carpeta Vitotec, Registro 13



Vitosolic 100



Vitosolic 200

VITOSOLIC 100

Regulación electrónica por diferencia de temperatura
Para instalaciones con producción bivalente de A.C.S. con colectores de energía solar y calderas a gasóleo/gas. Con lectura digital de temperatura, balance de potencia, supresión del calentamiento posterior de la caldera, calentamiento del volumen de precalentamiento del A.C.S. y sistema de diagnóstico.
Para montaje en la pared.

VITOSOLIC 200

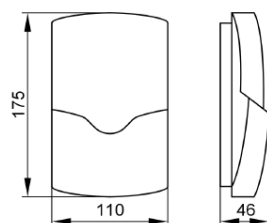
Regulación electrónica por diferencia de temperatura de hasta cuatro consumidores
para instalaciones con producción bivalente de A.C.S. o producción bivalente de A.C.S. y calentamiento del agua de piscinas, o para la calefacción mediante colectores de energía solar y calderas a gasóleo/gas. Con lectura digital de temperatura, balance de potencia, supresión del calentamiento posterior de la caldera, calentamiento del volumen de precalentamiento del A.C.S. y sistema de diagnóstico.
Con posibilidad de conexión para calorímetro y célula solar.
Para montaje en la pared.

5828 286-4 E

4/2007

Datos técnicos Vitosolic 100 (continuación)

Datos técnicos



Tensión nominal	230 V ~
Frecuencia nominal	50 Hz
Intensidad nominal	4 A
Potencia consumida	2 W
Clase de protección	II
Tipo de protección	IP 20 según EN 60529 ha de quedar protegida por la carcasa de cierre modelo 1B según EN 60730-1
Modo de operación	
Temperatura ambiente admisible	
– Durante el funcionamiento	de 0 a +40 °C utilización en habitaciones y cuartos de calefacción (condiciones ambientales normales)
– Durante el almacenamiento y el transporte	de -20 a +65 °C
Capacidad de carga nominal de las salidas de relé	
– Relé semiconductor 1	0,5 A
– Relé 2:	4(2) A, 230 V~
– Total	máx. 4 A

Datos técnicos Vitosolic 200

Estructura y funcionamiento

Estructura

La regulación incluye:

- Sistema electrónico
- Indicación digital
- Teclas de ajuste
- Bombas de conexión:
 - Sonidas
 - Célula solar
 - Bombas
 - Entradas del contador de impulsos para la conexión de medidores de volumen
 - BUS KM
 - Dispositivo de aviso colectivo de averías
 - BUS V para registrador de datos y/o instrumento para lectura a gran distancia
 - Conexión a la red eléctrica (interruptor de alimentación que ha de proporcionar el instalador/la empresa instaladora)
- Relé para activar las bombas

Función

- Conexión de la bomba del circuito de energía solar para producción de A.C.S. y calentamiento del agua de piscinas y de otros consumidores
- Limitación electrónica de la temperatura en el interacumulador de A.C.S. (desconexión de seguridad a 90 °C)
- Desconexión de seguridad de los colectores
- Balance térmico:
 - Medición de la temperatura diferencial e introducción del caudal volumétrico o bien
 - Set de ampliación del calorímetro con medidor de volumen y dos sondas de temperatura
- Indicación de las horas de servicio de la bomba del circuito de energía solar
- Conmutación by-pass con sonda de temperatura del colector y sonda by-pass o con sonda de temperatura del colector y célula solar para mejorar el comportamiento de arranque de la instalación
- Supresión del calentamiento posterior mediante la caldera:

- Instalaciones con regulación Vitotronic con BUS KM
En la regulación Vitotronic se codifica un tercer valor de consigna de la temperatura de A.C.S. El interacumulador de A.C.S. sólo es calentado por la caldera si no se logra alcanzar este valor de consigna por medio de la instalación de energía solar.
- Instalaciones con otras regulaciones Viessmann
Mediante una resistencia proporcionada por el instalador/la empresa instaladora se simula una temperatura real de A.C.S. superior a 10 K. El interacumulador de A.C.S. sólo es calentado por la caldera si no se alcanza esta temperatura real mediante la instalación de energía solar.
- Función adicional para la producción de A.C.S.:
En aquellas instalaciones con una capacidad total del interacumulador superior a 400 litros, debe calentarse el volumen completo de agua una vez al día hasta que alcance 60 °C.
- Instalaciones con regulación Vitotronic con BUS KM
En la regulación Vitotronic se codifica un 2º valor de consigna de la temperatura de A.C.S. y se activa la cuarta fase de A.C.S. Esta señal se transmite a la regulación de energía solar y la bomba de recirculación se conecta.
- Instalaciones con otras regulaciones Viessmann
La bomba de recirculación se conecta a una hora ajustable si el interacumulador de A.C.S. no ha alcanzado antes como mínimo una vez al día 60 °C.
Mediante una resistencia proporcionada por el instalador/empresa instaladora se simula un valor real de la temperatura de A.C.S. de aprox. 35 °C.
- Producción bivalente de A.C.S. y calentamiento del agua de piscinas:
La producción de A.C.S. tiene preferencia. Durante el calentamiento del agua de la piscina (consumidor con la temperatura de consigna más baja), la bomba de circulación se desconecta en función del tiempo para determinar si el interacumulador de A.C.S. (consumidor con temperatura de consigna más alta) se puede recalentar. Si ya está calentado o la temperatura del medio portador de calor no es suficiente para el calentamiento del interacumulador de A.C.S., se sigue calentando el agua de la piscina.

Datos técnicos Vitosolic 200 (continuación)

- Producción de A.C.S. y calentamiento de agua de calefacciones con depósito de compensación de agua de calefacción: El depósito de compensación se calienta con energía solar. El depósito de compensación calienta el agua sanitaria. Si la temperatura en el depósito de compensación de agua de calefacción sobrepasa el valor ajustado en la temperatura de retorno de calefacción, se acciona una válvula de tres vías y el agua de retorno de la calefacción se conduce al dispositivo para la elevación de la temperatura de retorno a través del depósito de compensación de agua de calefacción.
- Mando de las bombas para intercambiador de calor externo
- Función de termostato: Esta función se puede utilizar independientemente del funcionamiento con energía solar

Sonda de temperatura del colector

Para conectar en el equipo.

Prolongación del cable de conexión suministrado por la empresa instaladora:

- Cable de cobre de dos hilos con una longitud máxima de 60 m y una sección de hilo de 1,5 mm²
- El cable no debe tenderse junto a cables de 230/400 V

Longitud del cable 2,5 m
Tipo de protección IP 32 según EN 60529 ha de quedar protegida por la carcasa de cierre Pt500

Modelo de sonda

Temperatura ambiente admisible

- Durante el funcionamiento de -20 a +180 °C
- Durante el almacenamiento y el transporte de -20 a +70 °C

Sonda de temperatura del interacumulador o sonda de temperatura (depósito de compensación de piscina/de agua de calefacción)

Para conectar en el equipo.

Prolongación del cable de conexión suministrado por la empresa instaladora:

- Cable de cobre de dos hilos con una longitud máxima de 60 m y una sección de hilo de 1,5 mm²
- El cable no debe tenderse junto a cables de 230/400 V

Longitud del cable 3,75 m
Tipo de protección IP 32 según EN 60529 ha de quedar protegida por la carcasa de cierre Pt500

Modelo de sonda

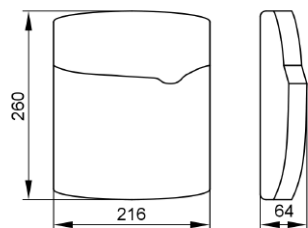
Temperatura ambiente admisible

- Durante el funcionamiento de 0 a +90 °C
- Durante el almacenamiento y el transporte de -20 a +70 °C

En las instalaciones con interacumuladores de A.C.S. de Viessmann, la sonda de temperatura del interacumulador se monta en la vaina de inmersión del codo roscado en el retorno del agua de calefacción.

Si se utiliza una sonda de temperatura (piscinas) para detectar la temperatura del agua de la piscina, la vaina de inmersión de acero inoxidable disponible como accesorio puede instalarse directamente en la tubería de retorno de la piscina.

Datos técnicos



Tensión nominal 230 V ~
Frecuencia nominal 50 Hz
Intensidad nominal 6 A
Potencia consumida 6 W
Clase de protección II
Tipo de protección IP 20 según EN 60529 ha de quedar protegida por la carcasa de cierre

Modo de operación

Temperatura ambiente admisible

- Durante el funcionamiento de 0 a +40 °C utilización en habitaciones y cuartos de calefacción (condiciones ambientales normales)
- Durante el almacenamiento y el transporte de -20 a +65 °C

Capacidad de carga nominal de las salidas de relé

- Relé semiconductor 1 a 4: 0,5 A
- Relé 5 a 7 4(2) A, 230 V~
- Total máx. 6 A



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Sala de calderas (instalación existente)

Caldera Fer GGN2-N:



[Catálogo](#) [Por conceptos](#) [Por series](#)

GGN2 N

Anterior  Preliminar Siguiente

Características : Técnicas

La caldera **GGN2 N** es un generador de calor de alto rendimiento para la producción de agua caliente para la calefacción, previsto para funcionar con quemadores de combustibles líquidos o gaseosos.

Características : Técnicas

GGN2 N		05	06	07	08	09	10	11	12	13	14
Potencia util	max kW	90	107	126	144	162	180	198	216	234	252
	min kW	73	87	101	115	129	143	157	171	185	199
Potencia nominal	max kW	98,8	116,0	136,9	156,5	176,0	195,6	215,2	234,7	254,3	273,9
	min kW	80,0	95,0	110,0	125,0	140,0	155,0	170,0	185,0	200,0	215,0
Numero elementos	nº	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Contenido agua	dm³	49	57	65	73	81	89	97	105	113	121
Presion de trabajo	bar	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Perdida carga camara combustion	Δp mbar	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Volumen camara combustion	dm³	63	77	91	104	118	132	146	160	174	187
Peso cuerpo	kg	310	361	412	463	514	565	616	670	725	780

Catalogo / Tarifa.....

Organización.....

Red de asistencia.....

Servicios.....

Actualidad.....

Opinión.....





RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Caldera ROCA NTD 400:

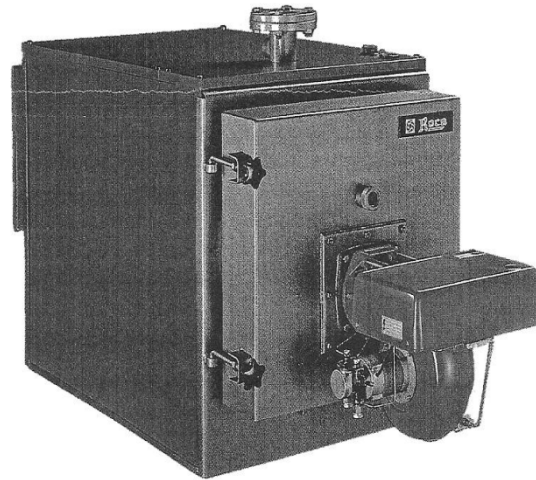


Calderas de acero
Combustibles fluidos
Gasóleo-Gas

NTD

Potencia de 70.000 a 900.000 kcal/h

Para instalaciones de calefacción
por agua caliente hasta 5 bar y
100 °C



CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

- Caldera monobloc de chapa de acero calorifugada con aislante de fibra de vidrio.
- Hogar sobrepresionado con cámara de combustión y circuito de humos totalmente refrigerados.
- Circuito de humos con tres pasos, provisto de turbuladores en el haz tubular.
- Caja de humos con salida horizontal, provista de puerta de seguridad antiexplosión (excepto en la caldera NTD-70).
- Amplia puerta frontal que facilita la limpieza del haz tubular y de la cámara de combustión.
- Elevado rendimiento térmico.
- Envoltente de chapa de acero esmaltada.
- Equipada con cuadro de regulación y control (en los modelos NTD-400 hasta NTD-900).

FORMA DE SUMINISTRO

- Cuerpo de caldera completamente montado, incluyendo: turbuladores, conjunto puerta de seguridad antiexplosión (NTD-100 hasta NTD-900) y cuadro de control (NTD-400 hasta NTD-900).
- Envoltente, incluyendo: elementos de regulación y control —termostato de regulación, termostato de seguridad y termohidrómetro— montados en el panel superior anterior (NTD-70 hasta NTD-360), manta aislante, mango para cepillo de limpieza y bolsa de plástico con accesorios varios y tornillería.

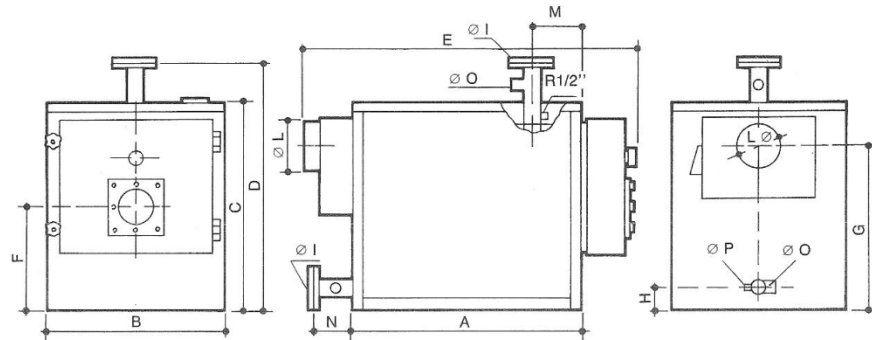
Bajo demanda pueden suministrarse los siguientes accesorios:

- Quemador.
- Circulador anticondensación.
- Termostato mando circulador anticondensación.
- Grifo desagüe.

FORMA DE REALIZAR EL PEDIDO

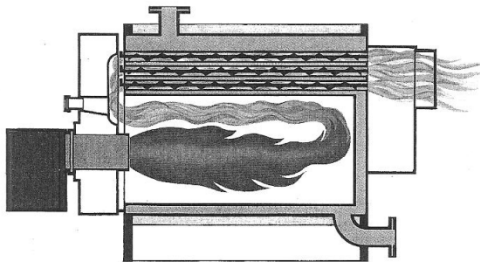
- Indicar tipo de caldera.
- Indicar los accesorios opcionales.

DIMENSIONES Y CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS



Caldera Tipo	Potencia útil kcal/h	Potencia útil kW	Rendimiento %	Sobrepresión cámara combustión mm c.a.	Pérdida presión circuito agua $\Delta t = 15^\circ\text{C}$ mm c.a.	Peso aprox. kg	Capacidad agua Litros	Dimensiones mm																	
								A	B	C	D	E	F	G	H	I	L	M	N	O	P				
NTD-70	70.000	81,4	88,7	6	85	266	97	760	680	810	945	1245	400	630	80	R2"	180	185	180	R1"	R 1/2"				
NTD-100	100.000	116,3	89	11	95	298	112	910	680	810	945	1390	400	630	80	R2"	180	185	180	R1 1/4"	R 1/2"				
NTD-130	130.000	151,2	88,8	19	120	363	168	1010	760	925	1055	1510	450	720	100	DN65	200	185	175	R1 1/4"	R 3/4"				
NTD-165	165.000	191,9	88,4	16	140	416	173	1110	760	925	1055	1610	450	720	100	DN65	200	185	175	R1 1/4"	R 3/4"				
NTD-200	200.000	232,6	88,2	23	140	429	178	1160	760	925	1055	1660	450	720	100	DN65	200	185	175	R1 1/2"	R 3/4"				
NTD-260	255.000	296,5	88,7	23	155	550	215	1180	875	1040	1180	1675	505	820	100	DN65	240	185	180	R1 1/2"	R 3/4"				
NTD-300	300.000	348,8	88,6	30	165	583	233	1210	875	1040	1180	1725	505	820	110	DN80	240	185	180	R1 1/2"	R1"				
NTD-360	360.000	418,6	88,1	36	175	621	269	1410	875	1040	1180	1925	505	820	110	DN80	240	185	180	R2"	R1"				
NTD-400	400.000	465,1	88,6	36	195	905	390	1410	1032	1265	1440	1960	595	1015	130	DN100	300	250	190	R2"	R1"				
NTD-500	500.000	581,4	88,5	40	205	968	400	1510	1032	1265	1440	2060	595	1015	130	DN100	300	250	190	R2"	R1"				
NTD-600	600.000	697,7	88,5	48	225	1067	450	1710	1032	1265	1440	2260	595	1015	130	DN100	300	250	190	R2"	R1"				
NTD-700	700.000	813,9	89	45	230	1400	925	1735	1340	1622	1810	2306	745	1262	150	DN125	390	308	202	R2 1/2"	R1"				
NTD-800	800.000	930,2	88,9	50	245	1750	995	1915	1340	1622	1810	2486	745	1262	150	DN125	390	308	202	R2 1/2"	R1"				
NTD-900	900.000	1046,5	88,5	50	260	2000	1085	2015	1340	1622	1810	2586	745	1262	150	DN125	390	308	202	R2 1/2"	R1"				

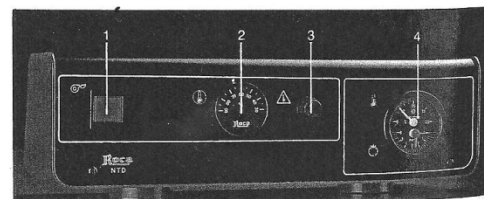
SECCION CALDERA Y RECORRIDO GASES COMBUSTION



NOTA:
Para que no se produzcan condensaciones, tener en cuenta de instalar un circulador anticondensación.

CUADRO DE REGULACION Y CONTROL

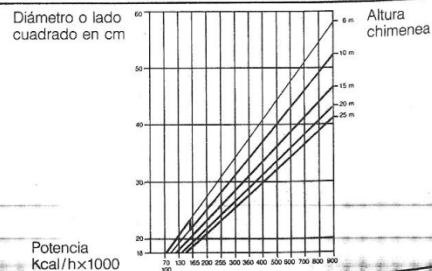
Para las calderas NTD-400 a NTD-900



1. Interruptor de servicio del quemador.
2. Termostato de regulación.
3. Termostato de seguridad con rearme manual.
4. Termohidrómetro.

GRAFICO SELECCION CHIMENEAS

- OBSERVACIONES:
- El diámetro interior de la chimenea no debe ser inferior a 18 cm.
 - En chimeneas rectangulares la relación entre los lados no debe ser superior a 1,5





RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Sala de calderas (instalación reformada)

VIESSMANN

VITOCROSSAL 200

Caldera de condensación a gas
de 404 a 628 kW

Datos técnicos

Nº de pedido y precios: ver Lista de precios



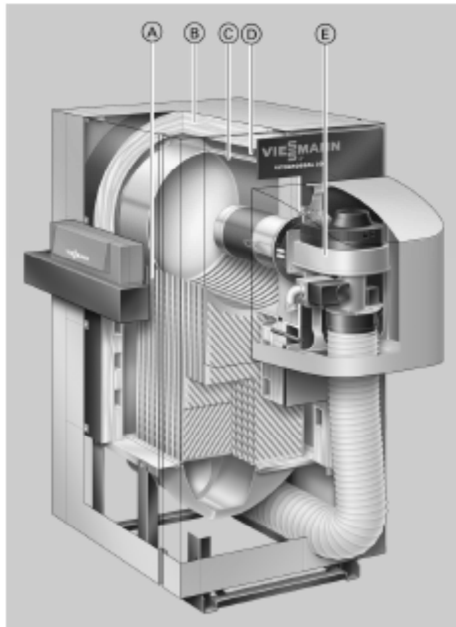
VITOCROSSAL 200 Modelo CT2

Caldera de condensación a gas para gas natural
Con quemador cilíndrico modulante Matrx

Resumen de las ventajas

- Unidad de condensación con quemador cilíndrico Matrix como instalación de dos calderas hasta 1256 kW.
- Rendimiento estacional: hasta 98% (H_{12})/109% (H_1).
- Elevada fiabilidad y larga vida útil gracias a la superficie de transmisión Inox-Crossal de acero inoxidable de alta aleación resistente a la corrosión.
- Superficie de transmisión Inox-Crossal para una eficaz transmisión térmica y una elevada cuota de condensación.

- Efecto de autoimpieza gracias a la superficie lisa de acero inoxidable.
- Quemador cilíndrico Matrix con un rango de modulación entre un 33 y un 100% para un funcionamiento silencioso y poco contaminante.
- A escoger entre funcionamiento atmosférico y estanco.
- Unidad en secuencia con accesorio hidráulico prefabricado en la salida de humos.



- (A) Superficies de transmisión Inox-Crossal de acero inoxidable de alta aleación
- (B) Aislamiento térmico de alta eficacia
- (C) Cámara de combustión refrigerada por agua de acero inoxidable
- (D) Amplias cámaras de agua para un buen efecto termosifón
- (E) Quemador de radiación modulante Matrix



RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR

Datos técnicos de la caldera

Datos técnicos

Potencia térmica útil				
$T_f/T_R = 50/30\text{ }^{\circ}\text{C}$	kW	135-404	168-503	209-628
$T_f/T_R = 80/60\text{ }^{\circ}\text{C}$	kW	123-370	153-460	192-575
Carga térmica nominal	kW	127-381	158-474	198-593
Nº de distintivo de homologación		CE-0085 BS 0399		
Temperatura de servicio admisible	$^{\circ}\text{C}$	95	95	95
Temp. adm. de impulsión (= temperatura de seguridad)	$^{\circ}\text{C}$	110	110	110
Presión adm. de servicio	bar	5,5	5,5	5,5
Dimensiones del cuerpo de la caldera				
Longitud (medida a)	mm	1315	1494	1550
Anchura sin puerta de caldera	mm	805	805	805
Anchura con puerta de la caldera	mm	845	845	845
Altura (con conexiones)	mm	1930	1930	1930
Dimensiones totales				
Longitud total con cubierta del quemador (medida b)	mm	1820	1900	2055
Anchura total con regulación	mm	1200	1200	1200
Altura total	mm	1985	1985	1985
Bancada				
Longitud	mm	1250	1300	1500
Anchura	mm	900	900	900
Altura	mm	100	100	100
Peso				
– Cuerpo de la caldera	kg	596	639	768
Peso total				
– Caldera con quemador, aislamiento térmico y regulación de caldera	kg	736	790	928
Volumen de agua de la caldera	litros	260	324	405
Conexiones de la caldera				
Impulsión de caldera	PN 6 DN	100	100	100
Retorno de caldera	PN 6 DN	100	100	100
Toma de seguridad (válvula de seguridad)	PN 16 DN	50	50	50
Vaciado	R	1	1	1
Conducto de vaciado de condensados de caja de humos/sifón	\varnothing mm	32/20	32/20	32/20
Índices de humos*1				
Temperatura (con una temperatura de retorno de 30 $^{\circ}\text{C}$)				
– Con potencia térmica útil	$^{\circ}\text{C}$	45	45	45
– Con carga parcial	$^{\circ}\text{C}$	40	40	40
Temperatura (con una temperatura de retorno de 60 $^{\circ}\text{C}$)	$^{\circ}\text{C}$	75	75	75
Caudal másico (con gas natural)				
– Con potencia térmica útil	kg/h	578	719	900
– Con carga parcial	kg/h	193	240	300
Presión de impulsión disponible en la toma de salida de humos*2	Pa	70	70	70
	mbar	0,7	0,7	0,7
Conexión de humos	\varnothing mm	250	250	250
Rendimiento estacional				
Con una temp. del sist. de calef. de 40/30 $^{\circ}\text{C}$	%	Hasta 98 (PCS)/109 (PCI)		
Con una temp. del sist. de calef. de 75/60 $^{\circ}\text{C}$	%	Hasta 95 (PCS)/106 (PCI)		
Pérdida por disposición de servicio $q_{b,70}$	%	0,25	0,24	0,23

Ventilador Sala de calderas

CMP/AL CJMP/AL



CMP/AL: Ventiladores antichispas para salas de calderas
CJMP/AL: Unidades de ventilación antichispas para salas de calderas



CMP/AL



CJMP/AL

Ventiladores (CMP/AL) y unidades de ventilación (CJMP/AL) con certificado de cumplimiento de la norma UNE-60-601-2000, y de acuerdo a las necesidades en salas de calderas de Gas Natural.

Ventilador:

- Turbina con álabes hacia delante, en chapa de aluminio
- CMP/AL: Envolvente en chapa de aluminio
- CJMP/AL: Estructura en chapa de acero galvanizado



CJMP/AL: Boca de impulsión circular

Motor:

- Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP55
- Monofásicos 230V.-50Hz.
- Temperatura máxima del aire a transportar: -20°C.+ 120°C.

Acabado: CMP/AL: Anticorrosivo en resina de poliéster, polimerizada a 190°C., previo desengrase alcalino y pretratamiento libre de fosfatos. CJMP/AL: Anticorrosivo en chapa de acero galvanizado

Bajo demanda:

- Bobinados especiales para diferentes tensiones
- Certificación ATEX Categoría 2

Características técnicas

Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A) 230V	Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m3/h)	Nivel de presión sonora dB(A)	Peso Aprox. Kg.
CMP-512-4M/AL	1440	0,60	0,05	275	55	3,5
CMP-514-4M/AL	1440	0,60	0,08	660	58	4,5
CMP-616-4M/AL	1400	0,72	0,10	1000	61	7,5
CMP-820-4M/AL	1400	2,00	0,25	2100	66	10,0
CJMP-512-4M/AL	1440	0,60	0,05	275	50	8,5
CJMP-514-4M/AL	1140	0,60	0,08	660	54	10,5
CJMP-616-4M/AL	1400	0,72	0,10	1000	57	14,5
CJMP-820-4M/AL	1400	2,00	0,25	2100	60	18,0



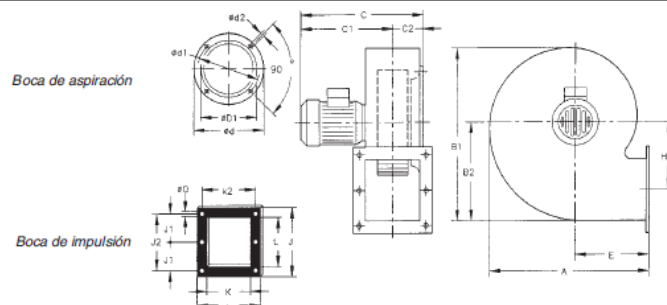
RENOVACIÓN DE LOS EQUIPOS DE PRODUCCIÓN DE CALOR EN UN HOTEL. APOYO CON ENERGÍA SOLAR



CMP/AL: Ventiladores antichispas para salas de calderas
CJMP/AL: Unidades de ventilación antichispas para salas de calderas

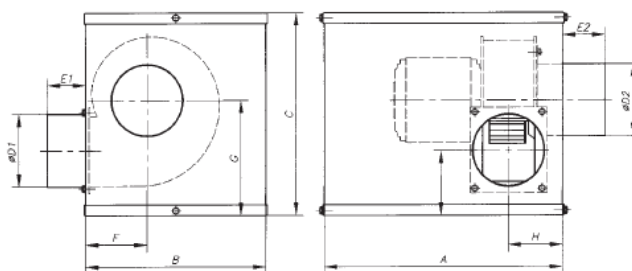
CMP/AL CJMP/AL

Dimensiones mm



Modelo	A	B1	B2	C	C1	C2	ØD1*	Ød	Ød1	Ød2	E	H1	I	J	J1	J2	K	k2	L	ØO
CMP-512-4M/AL	185	207	118	197,5	159	40,5	112	140	132	M4	81	69	106	118	-	105	75	93	86	M5
CMP-514-4M/AL	225	254	150	210	165	45	140	169	151,5	M4	100	91	122	147	64	128	83	105	107	M6
CMP-616-4M/AL	258	297	173,5	270	214	56	160	204	180	M6	110	105,5	153	172	-	147	103	128	125	M6
CMP-820-4M/AL	322	377	223	345,5	277	68,5	200	247	230	M6	137,5	137	184	213	94,5	189	130	160	156	M8

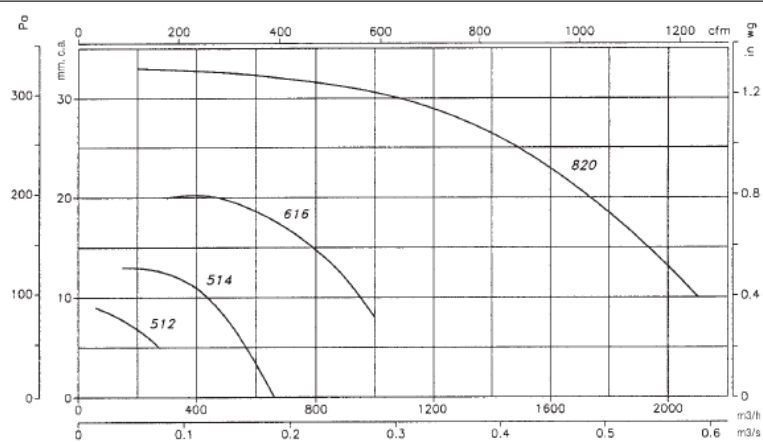
*Diámetro nominal tubería recomendada.



Modelo	A	B	C	ØD1	E1	ØD2	E2	F	G	H	I
CJMP-512-4M/AL	330	250	280	100	53	100	59	85	159	75	90
CJMP-514-4M/AL	330	270	320	125	53	125	58	104	190	82	100
CJMP-616-4M/AL	370	300	370	135	53	135	52	114	217	100	110
CJMP-820-4M/AL	450	400	450	135	53	195	51	142	267	112	130

*Diámetro nominal tubería recomendada.

Curvas Características Q = Caudal en m³/h y m³/s. Pe = Presión estática en mm.c.a. y Pa.



Dispositivos de ahorro de agua

FILTROS PARA AGUA Water filters

ATOMIZADORES Atomizers

Caja 10 unidades de montaje factible.
Box with 10 universal assembly kit included

**FILTRO CERÁMICO CARTRIDGE
"PORSPOR" PARA AGUA DOMESTICA**
Cer high flow ceramic de may casa

Caja 10 unidades de 10"
Caja con 10 unidades de 10"

1. Cerámica de alta calidad
2. Cerámica de alta calidad
3. Cerámica de alta calidad

**CERAMIC CARTRIDGE WATER
"PORSPOR" FILTER FOR DOMESTIC USE**

Box with 10 units of 10"
Box with 10 units of 10"

1. High quality ceramic
2. High quality ceramic
3. High quality ceramic

ENVASADO / PACKED

UNIDADES / UNITS 10 PPA / P.P.

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

**BOLSA DE REPUESTO
PARA FILTRO "PORSPOR"**
Cartridge replacement for "PORSPOR" filter

1. Cerámica de alta calidad
2. Cerámica de alta calidad
3. Cerámica de alta calidad

ENVASADO / PACKED

UNIDADES / UNITS 10 PPA / P.P.

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

Instalación en grifo con rosca de 1/2"
Installation on tap with 1/2" screw thread

Instalación con el kit universal de montaje
Installation with the universal assembly kit

Funcionamiento
Functioning

**ATOMIZADOR ECONOMIZADOR
DE AGUA ECONOMIZER**

Con sistema de ahorro de agua incorporado.
With water saving system incorporated.

Caja 10 unidades de 10"
Box with 10 units of 10"

1. Cerámica de alta calidad
2. Cerámica de alta calidad
3. Cerámica de alta calidad

ENVASADO / PACKED

UNIDADES / UNITS 10 PPA / P.P.

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

ENVASADO / PACKED

UNIDADES / UNITS 10 PPA / P.P.

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

ENVASADO / PACKED

UNIDADES / UNITS 10 PPA / P.P.

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

ENVASADO / PACKED

UNIDADES / UNITS 10 PPA / P.P.

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

ENVASADO / PACKED

UNIDADES / UNITS 10 PPA / P.P.

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

ENVASADO / PACKED

UNIDADES / UNITS 10 PPA / P.P.

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

ENVASADO / PACKED

UNIDADES / UNITS 10 PPA / P.P.

**ATOMIZADOR MAYOR PARA GRUPO
CON ECONOMIZADOR**

Con sistema de ahorro de agua incorporado.
With water saving system incorporated.

Caja 10 unidades de 10"
Box with 10 units of 10"

1. Cerámica de alta calidad
2. Cerámica de alta calidad
3. Cerámica de alta calidad

ENVASADO / PACKED

UNIDADES / UNITS 10 PPA / P.P.

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

ENVASADO / PACKED

UNIDADES / UNITS 10 PPA / P.P.

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

ENVASADO / PACKED

UNIDADES / UNITS 10 PPA / P.P.

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

Envase por 10 unidades / Box for 10 units

ENVASADO / PACKED

UNIDADES / UNITS 10 PPA / P.P.

Envase por 10 unidades / Box for 10 units